



Universidad
Carlos III de Madrid

DISEÑO Y OPERACIÓN DE UN AERO REFRIGERADOR ADIABÁTICO

Alumno: Alejandro Pérez Verdú

Tutor: Domingo Santana Santana



Índice

1	Resumen.....	3
2	Abstract.....	4
3	Introducción.....	5
3.1	Conceptos clave.....	5
3.2	Motivación.....	6
3.3	Objetivo.....	7
4	Tipos de enfriamiento en una corriente de aire.....	8
4.1	Enfriamiento convencional de una corriente de aire.....	8
4.2	Enfriamiento adiabático.....	9
5	Descripción del marco actual.....	11
5.1	Intercambiadores refrigerados por aire.....	11
5.1.1	Aero refrigerador convencional.....	13
5.1.2	Aero refrigerador adiabático.....	14
5.2	Intercambiadores refrigerados por agua.....	16
5.2.1	Torres de refrigeración.....	16
5.2.2	Torre evaporativa.....	18
5.2.3	Torre híbrida.....	20
6	Diseño del aero refrigerador.....	22
6.1	Dimensionamiento de la potencia.....	23
6.2	Dimensionamiento del haz de tubos.....	23
6.2.1	Incorporación de aletas a los tubos.....	33
6.2.2	Dimensionamiento del ventilador.....	37
6.3	Diseño del sistema de pulverización.....	44
7	Diseño del programa.....	49
7.1	Programa para la enfriadora.....	49
7.1.1	Bucle principal.....	54
7.1.2	Bucle secundario.....	55
7.1.3	Bucle 1.....	55
7.1.4	Regulación de los ventiladores y bucle 2.....	64
7.2	Programa para la condensadora.....	70



7.2.1	Bucle principal	73
7.2.2	Bucle secundario	73
7.2.3	Bucle 1	73
7.2.4	Regulación de los ventiladores y bucle 2	75
7.3	Modificación del programa para el caso práctico II.	79
8	Caso práctico I. Simulaciones en diferentes condiciones.	82
8.1	Simulación 1. Ambiente caluroso húmedo	82
8.1.1	Simulación de la enfriadora.....	83
8.1.2	Simulación de la condensadora.....	85
8.2	Simulación 2. Ambiente caluroso seco.....	87
8.2.1	Simulación de la enfriadora.....	88
8.2.2	Simulación de la condensadora.....	91
8.3	Simulaciones 3 y 4. Ambiente frío húmedo y seco.	95
8.4	Simulación 5. Condiciones que requieren pre enfriamiento adiabático.....	95
8.4.1	Caso 1. Temperatura de salida del agua por debajo de la temperatura ambiente.....	96
8.4.2	Caso 2. Temperatura del aire superior a la de saturación y a la de subenfriamiento del refrigerante.....	98
9	Caso práctico II. Ejemplo práctico de funcionamiento.	101
9.1	Simulación anual de la enfriadora.....	102
9.2	Simulación anual de la condensadora.....	113
10	Conclusiones.....	121
11	Agradecimientos.	122
12	Apéndice I. Propiedades físicas.	123
12.1	Propiedades físicas del agua función de la temperatura (K).....	123
12.2	Propiedades físicas del aire función de la temperatura (K)	123
13	Bibliografía	124



1 Resumen.

En el presente documento se lleva a cabo un análisis del diseño y operación de un intercambiador de calor refrigerado por aire (aero refrigerador). En el intercambiador diseñado se va a contemplar tanto la opción de enfriar un fluido como de condensarlo en cuyo caso se trata de una condensadora. Al equipo trabajando tanto como enfriadora como condensadora se le instala un sistema de pulverización de agua en la entrada de aire, disminuyendo así su temperatura de manera adiabática mediante la evaporación del agua nebulizada. Al refrigerar el aire empleado para disipar el calor del intercambiador se espera observar una mejora frente al equipo convencional. En estas condiciones se procede a comparar operativamente el equipo diseñado funcionando en ambas modalidades (en seco y en húmedo) bajo diferentes condiciones climatológicas. De este modo se pretende ver la mejora operativa y el ahorro energético una vez se implementa el sistema de pulverización y determinar en qué condiciones resulta más favorable dicha modificación. Para comparar el funcionamiento de los equipos se ha diseñado un software en *Matlab* con este fin el cual incluye una *GUI* (Interfaz Gráfica de Usuario) para que el usuario introduzca los parámetros de simulación deseados.

Al principio se mostrarán los tipos de enfriamiento más representativos de una corriente de aire que se podrían llevar a cabo para aumentar la eficiencia del intercambiador. Tras ello se incluirá una descripción del marco actual de la tecnología existente en el campo de la refrigeración para poder así situar el ámbito del dispositivo diseñado. Más tarde se mostrará el diseño paso a paso del intercambiador y del software implementado para finalmente llevar a cabo su simulación funcionando en seco y en húmedo, comparando su funcionamiento entre sí.



2 Abstract.

In this paper is done an analysis of the design and operation of an air-cooled heat exchanger. In the designed exchanger will be seen both the choice of cooling a fluid and condensing it in which case it is a condenser. At devices designed is installed a water spray system at the air inlet thereby decreasing temperature adiabatically. Due to this modification it is expected to see an improvement in the performance of both aero refrigerators. Under these conditions we proceed to compare the two exchangers operatively to operate in both modes (dry and adiabatically) under different weather conditions. This is to view the operational improvement and energy savings once the spraying system is implemented and under what conditions is more favorable to such modification. To compare the performance of the equipment is designed in Matlab a software for this purpose which includes a GUI (Graphical User Interface) for the user to enter the desired simulation parameters.

At first the most representative types of cooling air flow that could be carried out to increase the efficiency of the heat exchanger is shown. After that a description of the current framework of existing technology in the field of refrigeration will be included to locate the area of designed devices. Later the design of each exchanger will be shown step by step to finally carry out the simulation running at dry and adiabatic modes comparing their performance to each other.

3 Introducción.

3.1 Conceptos clave

Antes de comenzar con el desarrollo del proyecto se van a introducir algunos conceptos que se consideran clave para entender correctamente cuál es el objetivo del presente documento, facilitando así la comprensión del mismo. De este modo explicamos brevemente los siguientes conceptos los cuales se verán con detalle en su apartado correspondiente:

- Aero refrigerador. Un aerorefrigerador es un dispositivo empleado en la industria para refrigerar un fluido o condensarlo. Su funcionamiento básico es el siguiente: se dispone de unas baterías que contienen tubos (haces de tubos) los cuales realizan un recorrido de ida y vuelta repetidas veces. Por el interior de los tubos circula el fluido a refrigerar o condensar (fluido de proceso) el cual está a una temperatura mayor que la ambiente. Por este motivo el fluido cede calor al aire que rodea al haz de tubos disminuyendo así su temperatura. Para maximizar la transferencia de calor entre el fluido y el ambiente se dispone de ventiladores para forzar el aire sobre los tubos a los cuales se les instala también superficies aleteadas. Esto no es más que una extensión metálica sobre los propios tubos para incrementar el área de transferencia y mejorar el proceso de intercambio de energía. En la imagen siguiente se ofrece un esquema del funcionamiento de un aero refrigerador:

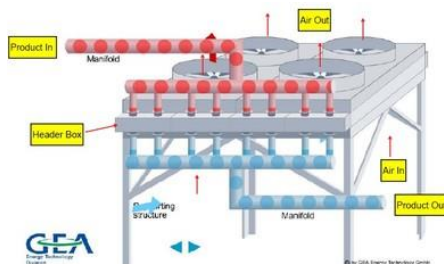


Figura 3.1. Esquema aero refrigerador [11]

En la imagen se aprecian los componentes descritos anteriormente, se dispone de cuatro ventiladores debajo de los cuales se encuentra el haz de tubos. El fluido de proceso ingresa caliente por la parte superior y sale refrigerado por la parte inferior.

- Número de pasos. Los tubos dispuestos en un haz realizan su recorrido de ida y vuelta un número determinado de veces. Por tanto, geométricamente se forma un plano en el cual se encuentra lo que denominamos un paso de tubos. Si se desea incrementar el número de recorridos que realizan los tubos se puede disponer de más de un plano de tubos o lo que es lo mismo, más de un paso. Si los tubos realizan dos pasos, el número de recorridos de ida y vuelta realizados por los mismos se duplica. En la siguiente imagen se muestra el extremo de un haz de tubos:

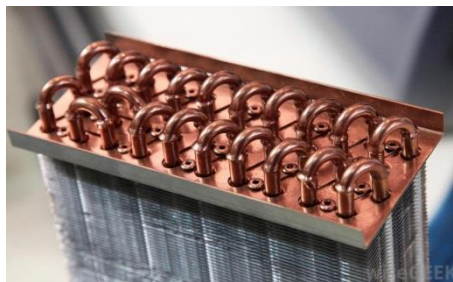


Figura 3.2. Haz de tubos [25]

En la imagen anterior se puede apreciar como los tubos realizan su recorrido de ida y vuelta cuatro veces lo que forma un total de cuatro pasos. También se observa la superficie aleteada que rodea los tubos, incrementando así el área de contacto.

- Enfriamiento adiabático. Cuanto menor sea la temperatura del aire que fluye sobre el haz de tubos mayor será la transferencia de calor. Por este motivo resulta deseable disminuir de algún modo la temperatura del aire que ingresa al equipo. El enfriamiento adiabático es el método que se va a estudiar en este trabajo para conseguir este objetivo y consiste en lo siguiente: el agua al evaporarse requiere una energía denominada calor latente para que se dé el cambio de fase. Si se logra pulverizar finas gotas de agua a la entrada del equipo, éstas se evaporan y extraen calor al aire que será introducido en el equipo. Al evaporarse se logra la disminución de la temperatura del flujo de aire, consiguiendo así una mejora en la operación del equipo.

Una vez se han introducido los conceptos anteriores procedemos a exponer la motivación y el objetivo del trabajo.

3.2 Motivación.

En la actualidad se encuentra en el mercado una amplia gama de equipos y tecnologías diferentes para refrigerar y condensar a nivel industrial. Como se verá más adelante, los equipos más empleados son los siguientes:

- Torres de refrigeración.
- Torres evaporativas.
- Torres híbridas.
- Aero refrigeradores.

El móvil de este proyecto es estudiar la viabilidad de emplear un aero refrigerador adiabático en lugar de la instalación de otros equipos. Se tiene especial interés en ello debido a que su uso se podría implementar en condiciones en las que el clima no permita emplear un aero refrigerador convencional o situaciones en las que geométricamente es imposible instalar una torre de cualquier tipo citado anteriormente. La gran ventaja que supone el empleo de



este dispositivo resulta en la simplicidad a la hora de adaptar la tecnología de refrigeración adiabática a un aero refrigerador convencional.

3.3 Objetivo.

El objetivo propuesto en el TFG es diseñar un intercambiador refrigerado por aire en el que se consigue disminuir la temperatura del aire a la entrada de manera adiabática. El aire que es refrigerado se fuerza a intercambiar calor con el fluido que se pretende refrigerar. De este modo se van a estudiar las diferencias en el comportamiento operativo con un aero refrigerador convencional (esto es, sin sistema de pulverización de agua en la entrada del aire). Tras diseñar el equipo estándar e incorporar las modificaciones necesarias para nebulizar agua a la entrada de aire, se opera con ambos dispositivos. Las diferencias que a priori se proponen investigar son las siguientes:

- Condiciones climatológicas en las que el equipo simple diseñado no podría funcionar por falta de potencia.
- Condiciones ambientales en las que el equipo simple no podría cumplir el *duty* establecido por ser la temperatura ambiental del aire mayor que la temperatura de salida del fluido refrigerado o condensado.
- El ahorro energético a la hora de alimentar los ventiladores.
- Posible ahorro de espacio al instalar el equipo.

Para determinar las diferencias existentes en las situaciones indicadas se proponen dos casos prácticos al final del documento. En el primero se van a examinar casos aislados en diferentes condiciones climatológicas y operativas en los que se va a comparar el funcionamiento de los dispositivos operando tanto en seco como en húmedo. En el segundo caso se ilustra la diferencia existente en los dos equipos con un ejemplo práctico de funcionamiento durante el año 2012 en la Comunidad de Madrid.

4 Tipos de enfriamiento en una corriente de aire.

Antes de comenzar con la descripción de la situación actual en la tecnología de refrigeración y con el diseño en sí del equipo vamos a ver en qué consiste el enfriamiento adiabático del aire, proceso físico que nos permite llevar a cabo este proyecto. Para ello vamos a explicar el proceso de enfriamiento convencional de una corriente de aire en contacto con otra superficie a menor temperatura para más tarde ilustrar el mismo ejemplo bajo las hipótesis del enfriamiento adiabático.

4.1 Enfriamiento convencional de una corriente de aire.

Esta técnica es la más simple que puede darse en un proceso térmico ya que no se requiere un aporte extra más que la diferencia de temperatura entre el aire y otro cuerpo con el que establece contacto. Su principio es muy sencillo y consiste en poner en contacto una corriente de aire con una superficie a una temperatura menor que éste por lo que el aire se enfría. Como no existe ningún intercambio de masa que pueda aumentar la humedad específica ω , ésta se mantiene constante. A pesar de ello, la humedad relativa ϕ aumenta. Si atendemos a la definición de ϕ vemos que ésta expresa la relación entre la humedad existente en el aire y la capacidad del mismo de sostener la humedad a esa temperatura. Por tanto, si la temperatura disminuye es más complicado mantener el nivel de humedad y ϕ aumenta. En la figura siguiente se puede apreciar la secuencia representada en un diagrama psicrométrico:

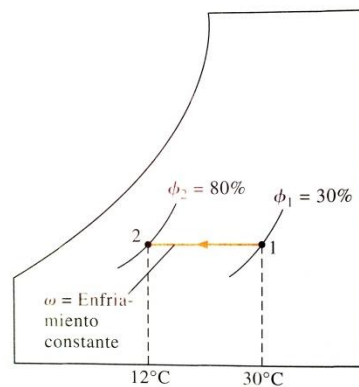


Figura 4.1. Enfriamiento convencional [13]

Este proceso de enfriamiento de una corriente de aire podría ser una alternativa para diseñar un aero refrigerador con pre enfriamiento, consiguiendo así bajar la temperatura del aire a la entrada del equipo. El problema resulta en el método para conseguirlo ya que habría que hacer circular el aire por unos conductos cuya superficie estuviera a una temperatura menor que la ambiente, requiriendo dicha instalación de un equipo de refrigeración extra únicamente para este cometido por lo que perderíamos toda viabilidad.

4.2 Enfriamiento adiabático.

Este tipo de enfriamiento aplicado a una corriente de aire basa su funcionamiento en la propiedad que tiene el agua al evaporarse. Cuando una gota de agua se evapora, requiere una energía definida como calor latente de vaporización para llevar a cabo el cambio de fase. Por tanto al llevar a cabo el proceso de evaporización el agua extrae energía de su interior y del aire que la rodea. De este modo se puede aprovechar esta propiedad para disminuir la temperatura de una corriente de aire. Este fenómeno se maximiza cuanto menor sea la humedad relativa ϕ del aire. Esto es así ya que si la humedad relativa es muy baja quiere decirse que la capacidad de sostener humedad en el aire es muy elevada a esa temperatura por lo que se evapora una mayor cantidad de agua. Cuanto más alta sea la proporción de agua evaporada mayor será la energía requerida (calor latente) por el agua y mayor la refrigeración de su entorno (el aire). Para conseguir el enfriamiento adiabático del aire basta con pulverizar agua en gotas finas a la entrada del aire al equipo disminuyendo así la temperatura del mismo.

De este modo, al llevar a cabo un enfriamiento adiabático en una corriente de aire, la temperatura disminuye y las humedades específicas ω y relativas ϕ aumentan. En la siguiente imagen se representa el proceso en un diagrama psicrométrico.

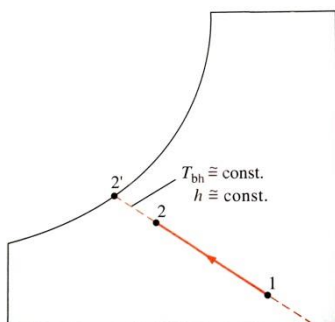
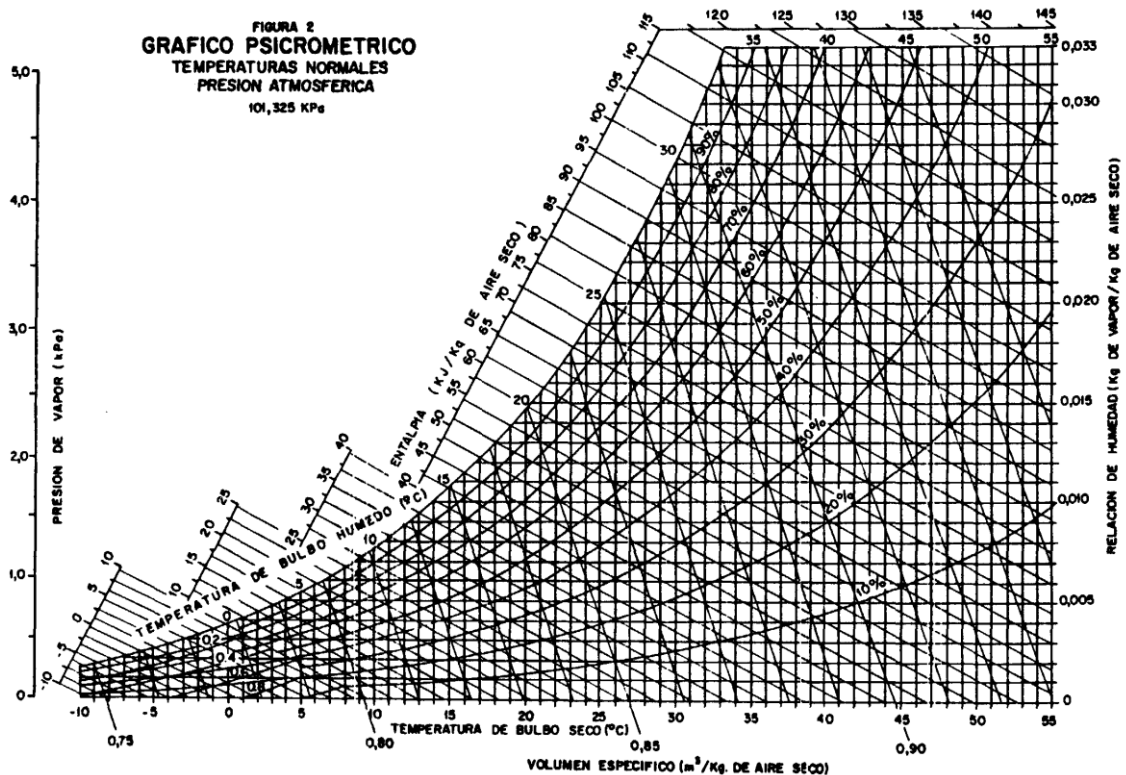


Figura 4.2. Enfriamiento adiabático [13]

Se puede apreciar que el proceso llevado a cabo se realiza a la misma temperatura de bulbo húmedo. Dado que las líneas de temperaturas de bulbo húmedo constante son coincidentes con las de entalpía específica h constante, se puede decir que el fenómeno se realiza sin variación de h . La característica principal y por la cual vamos a incorporar el enfriamiento adiabático al intercambiador que diseñaremos es que el límite hasta el cual se puede refrigerar el aire está fijado por la temperatura de bulbo húmedo y no de bulbo seco. Si tenemos en cuenta esto y visualizamos el diagrama psicrométrico:

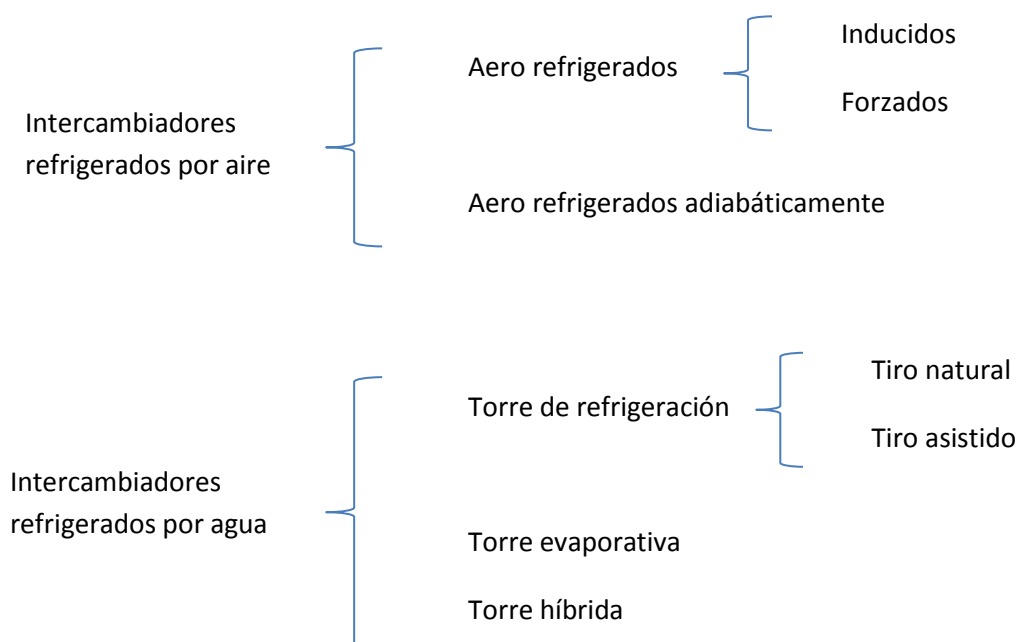


Podemos observar que para todas las condiciones posibles (excepto si el aire está saturado, con un valor de $\phi = 100\%$) la temperatura de bulbo húmedo es siempre menor que la de bulbo seco, aumentando el rango posible de disminución de temperatura del aire frente al caso convencional. En el mejor de los casos el aire enfriado saldrá saturado a una temperatura de bulbo seco igual a la de bulbo húmedo. Como ventaja respecto al método de enfriamiento comentado anteriormente se tiene la facilidad de obtener esta bajada de temperatura del aire sin necesidad de otro equipo de refrigeración extra. La única instalación requerida es el sistema de pulverización de agua en finas gotas en la entrada de la corriente del aire incidente.

Tras ver con detalle el método de pre enfriamiento del aire que se va a implementar en el dispositivo diseñado se da paso a la descripción del marco actual en la tecnología de refrigeración. En ella se van a mostrar las alternativas existentes en el mercado en el campo de la refrigeración situando así el ámbito de uso de los equipos que se van a diseñar.

5 Descripción del marco actual.

En la actualidad hay multitud de tecnologías para refrigerar y condensar un fluido. Según la aplicación a la que se va a destinar y de las condiciones ambientales existentes en un lugar conviene emplear una u otra tecnología. A continuación se van a mostrar las opciones más representativas a nivel industrial. Hay diferentes clasificaciones para distinguir los intercambiadores existentes. Nosotros vamos a diferenciarlos por la naturaleza del fluido que empleamos para refrigerar o condensar el fluido de proceso distinguiendo así entre seco y húmedo. Si en un intercambiador se emplea agua para extraer el calor al fluido de trabajo estamos ante un dispositivo que funciona en húmedo. Por el contrario si se utiliza el aire para este cometido decimos que el equipo opera en seco. En el esquema siguiente se observa la clasificación realizada:



A continuación se procede a explicar cada una de las tecnologías expuestas en el esquema anterior.

5.1 Intercambiadores refrigerados por aire.

Estos intercambiadores son aquellos que emplean el aire para refrigerar o condensar el fluido de trabajo. El aire es forzado a circular sobre la superficie de un haz de tubos que contiene el fluido de proceso. El aire que circula por el exterior de los conductos debe

encontrarse a una temperatura menor que el fluido que recorre los tubos tanto para refrigerarlo como para condensarlo. Aplicaciones típicas de estos intercambiadores son enfriar fluidos de procesos industriales o condensar vapor como por ejemplo el vapor procedente de las columnas de destilación o refrigerantes empleados en acondicionamiento.



Figura 5.1 Aero refrigerador convencional plano [14]



Figura 5.2. Aero refrigerador convencional en matriz V [14]

Ventajas de los aero refrigeradores

La principal ventaja de estos equipos estriba en la disponibilidad del aire, prácticamente ilimitada. En la mayoría de las situaciones se puede recurrir a una fuente de aire. Además se trata de un producto químicamente estable que no reacciona y no requiere tratamiento para evitar la creación de agentes biológicos como puede suceder con el agua. Por lo general requieren un mantenimiento menos exhaustivo que la alternativa homóloga que emplea agua como fluido de refrigeración. Dada su simplicidad la inversión capital necesaria suele ser baja.

Desventajas de los aero refrigeradores

La mayor desventaja está asociada a la capacidad calorífica del fluido de refrigeración empleado, el aire. El aire consta de una conductividad térmica y una capacidad calorífica muy baja en relación con el agua. A velocidades típicas de operación (10 m/s) el coeficiente convectivo suele estar en torno a los $100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ por lo que su mejora mediante superficies aleteadas es esencial. Como consecuencia de ello su tamaño suele ser mayor que su equivalente intercambiador refrigerado por agua. Otro problema que surge al emplear estos equipos es que según la situación geográfica la temperatura ambiente puede ser elevada

por lo que la diferencia de temperatura disponible para la transferencia de calor es baja. La situación que hemos indicado suele ir ligada a la escasez de fuentes de agua, siendo estas localizaciones las típicas en las que se emplea esta tecnología por lo que es frecuente que se tenga que luchar contra este problema. Finalmente hay que tener en cuenta que para forzar el aire por lo general se requieren ventiladores los cuales emiten ruido al ambiente, pudiendo resultar molestos según la aplicación.

5.1.1 Aero refrigerador convencional.

Descripción

Los aero refrigeradores cuentan con un haz de tubos por los cuales circula el fluido de trabajo y de superficies aleteadas que rodean el exterior de dichos tubos para elevar la transferencia de calor. Además de los elementos citados se requiere una fuente que fuerce el aire a través de la matriz de tubos y aletas, siendo ésta por lo general un ventilador.



Figura 5.3. Haz de tubos aleteados [14]



Figura 5.4. Ventiladores comerciales [14]

Según la disposición del ventilador en el equipo, encontramos equipos forzados o inducidos. En la siguiente imagen se pueden observar diferentes disposiciones geométricas de la matriz de tubos y el ventilador.

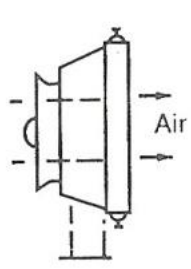
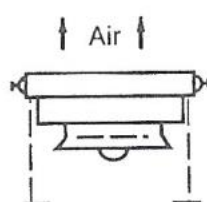
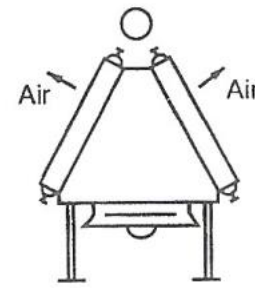
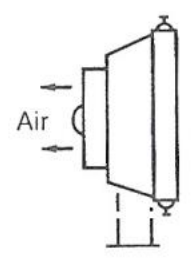
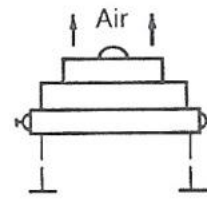
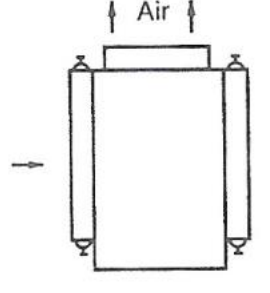
Forzado	Inducido	
  	  	Vertical
		Horizontal
		Otras disposiciones

Figura 5.5. Disposiciones geométricas aero refrigeradores [12]

En las imágenes anteriores se nombra tanto la disposición geométrica como el tipo de impulsión de los ventiladores. A la vista de las figuras se puede determinar que un equipo forzado es aquél que dispone del ventilador a la entrada de la toma de aire y es inducido si éste está dispuesto a la salida del recorrido del aire. Por otro lado, la distinción horizontal/vertical hace referencia a la manera en que se dispone el haz de tubos y no al recorrido seguido por el aire. Dentro de la clasificación “otras disposiciones” se encuentra también la disposición en forma de V la cual se empleará más tarde en el diseño del equipo.

5.1.2 Aero refrigerador adiabático.

Estos equipos constructivamente son muy similares a los vistos anteriormente. La única diferencia es que constan de un sistema de pulverización de agua instalado en la toma del aire que circulará por el entorno del haz de tubos. Mediante unas simples conexiones de tuberías e inyectores dispuestos alrededor del equipo se logra nebulizar una fina cortina de agua la cual

enfriá adiabáticamente el aire como ya se comentó en el apartado anterior. En la figura siguiente vemos un ejemplo de estos dispositivos en el cual se disponen tres conductos horizontales a lo largo de cada haz de tubos:



Figura 5.6 Aero refrigerador adiabático. [14]

La diferencia de inversión frente a un sistema convencional es muy baja dado que la única diferencia constructiva es el sistema añadido para pulverizar agua. Durante la vida operativa habrá que hacer frente a un consumo de agua (siempre que esté activado el sistema adiabático, ya que se activa según requerimientos). A pesar de ello el caudal volumétrico de aire necesario es menor que en un equipo convencional debido a la bajada de temperatura conseguida. Por este motivo la potencia requerida por los ventiladores disminuye, compensando con creces el coste del agua empleada. Gracias a que la limitación de temperatura de trabajo viene dada por la temperatura de bulbo húmedo en lugar de bulbo seco se pueden emplear estos equipos en algunas aplicaciones en las que serían necesarios intercambiadores refrigerados por agua. Una torre de refrigeración o evaporativa podría ocupar demasiado espacio según el lugar en el que se desee instalar por lo que un intercambiador adiabático podría ser la solución.

Otro factor a tener en cuenta en estos dispositivos es que al pulverizarse el agua en gotas muy pequeñas prácticamente la totalidad del agua es evaporada gracias a la corriente de aire incidente de modo que no se forma charco en la base del equipo. Además si se escoge esta tecnología se evita la formación del penacho visible típico de las torres de refrigeración el cual podría resultar desagradable si el equipo se instala por ejemplo en el centro de una gran ciudad. Si a lo dispuesto anteriormente se suma que el caudal de agua evaporado es muy bajo se puede determinar que el riesgo de legionelosis desaparece por completo.

5.2 Intercambiadores refrigerados por agua.

A diferencia de la clasificación anterior, en estos intercambiadores el fluido empleado para refrigerar es el agua. Al emplear agua se tiene como ventaja su mayor capacidad calorífica, ofreciendo unos coeficientes convectivos superiores a los del aire. De este modo la transferencia de calor es elevada sin necesidad de disponer de grandes superficies. La desventaja es evidentemente que el agua no es un recurso tan abundante e inerte como el aire, debiendo de ser tratada en la mayoría de los casos. A continuación se muestran los principales dispositivos correspondientes a esta tecnología.

5.2.1 Torres de refrigeración.

Las torres de refrigeración son aquellas construcciones que se emplean para refrigerar el agua que generalmente procede de un ciclo cerrado. En contadas ocasiones se cuenta con una fuente natural de suministro de agua como puede ser un río con la que se podría obtener constantemente agua a baja temperatura para refrigerar un fluido de trabajo. Por ello en la mayoría de los casos el agua empleada en refrigeración se encuentra en un ciclo cerrado en el que una vez se ha extraído el calor al fluido de proceso hay que emplear algún tipo de tecnología para disipar esta energía calorífica y poder así repetir el ciclo de nuevo. Para ello en las torres de refrigeración se establece el contacto directo del agua con una corriente de aire inducida ya sea natural o mecánicamente. En la imagen siguiente se muestra una torre de refrigeración:



Figura 5.7. Torre de refrigeración [6]

En esta clase de torres la transferencia de calor se realiza por una parte de manera sensible y por otra de manera evaporativa, lo cual incrementa la humedad del aire a su salida. Existen diferentes tipos de torres según el modo de impulsión del aire y del recorrido realizado por esta corriente respecto al flujo de agua. La clasificación general se puede realizar atendiendo a los siguientes aspectos:

Método de impulsión del aire

El aire debe de ser impulsado para formar una corriente que se ponga en contacto con el agua a refrigerar la cual ha sido pulverizada mediante sprays desde la parte superior de la torre. Según el método de impulsión distinguimos entre tiro natural o asistido.

1. Tiro natural: el aire asciende debido a la diferencia de presión existente entre la base de la construcción y la parte superior de ésta. Por ello no se requiere un ventilador que lo fuerce, aunque sí es necesaria una altura de la torre elevada.
2. Tiro asistido: si la altura no resulta suficiente para establecer una diferencia de presión se requiere una estimulación mecánica (un ventilador) que fuerce la corriente de aire. Según la disposición del ventilador tenemos dos clasificaciones:
 - a. Tiro asistido forzado: el aire es impulsado mediante uno o varios ventiladores dispuestos a la entrada de aire a la torre.
 - b. Tiro asistido inducido: el aire es inducido gracias a un ventilador dispuesto en el conducto de salida de la torre.

A menudo se realizan configuraciones que empleen tiro natural o asistido según las condiciones ambientales, llamadas configuraciones mixtas. De este modo en verano la corriente de aire ascendente por diferencia de presión se ayuda mecánicamente de ventiladores, en cambio en invierno se puede ahorrar energía apagando el equipo de impulsión.

Además de la clasificación anterior que tiene en cuenta el tipo de impulsión del aire, las torres se distinguen también por el sentido relativo en que aire y agua establecen el contacto durante su curso.

1. Flujo contracorriente: el flujo de aire ascendente realiza el contacto con la corriente de agua pulverizada que desciende verticalmente.
2. Flujo cruzado: el aire ingresa por los costados de la torre horizontalmente. En estas condiciones establece contacto con las gotas de agua que caen perpendicularmente al suelo.

En las siguientes imágenes se pueden apreciar las distintas construcciones expuestas en la clasificación realizada.

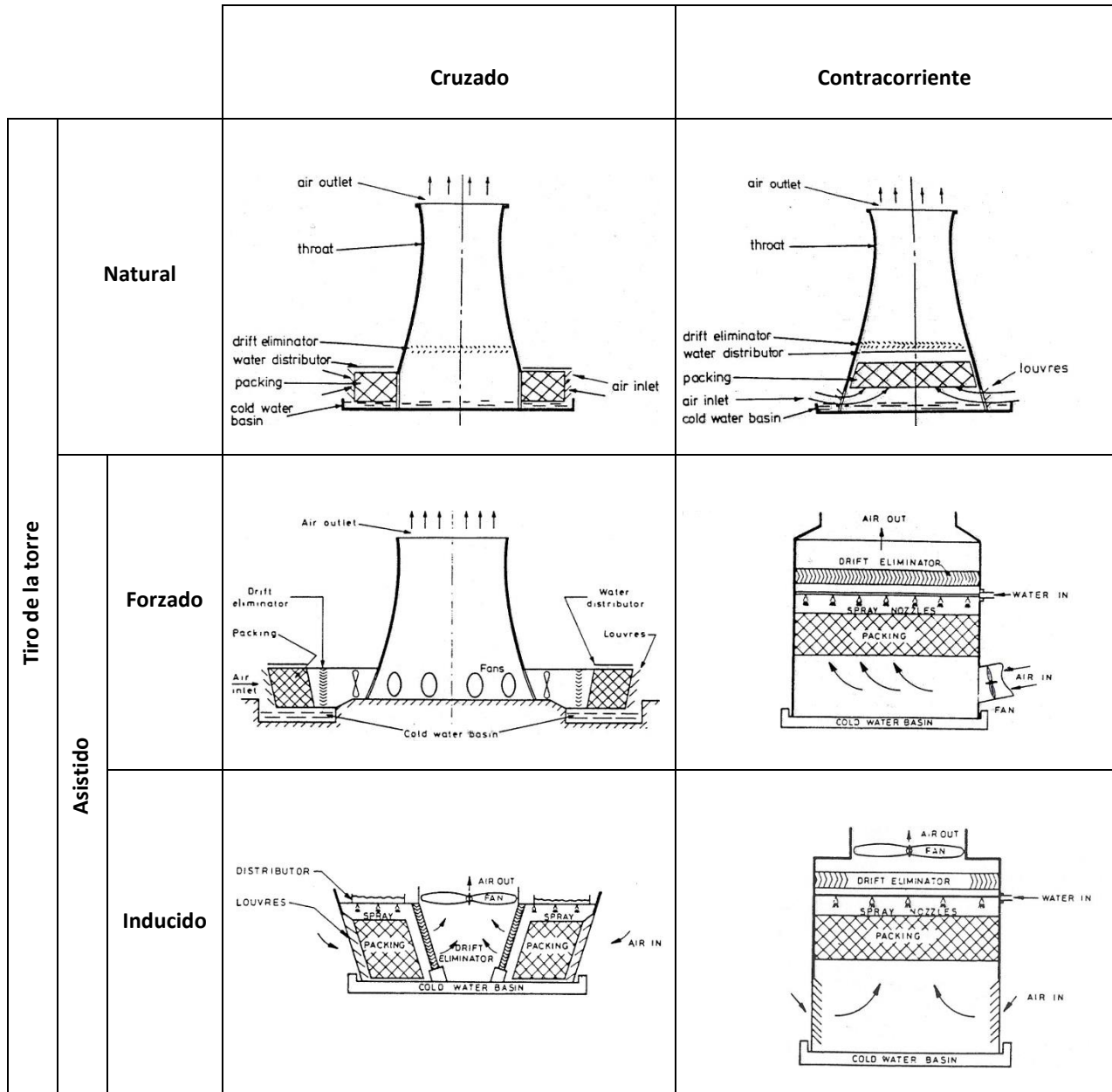


Figura 5.8. Disposición geométrica en torres de refrigeración [12]

5.2.2 Torre evaporativa.

A diferencia de las torres de refrigeración, este tipo de intercambiadores emplea el agua para refrigerar el propio fluido de trabajo. Por ello no es necesario realizar un ciclo cerrado de

agua que sirva de intermediario para refrigerar otro fluido. Además lo realiza sin establecer contacto entre ambos de modo que se puede refrigerar o condensar cualquier producto diferente al agua.

Constructivamente una torre evaporativa cuenta con los elementos de un aero refrigerador y de una torre de refrigeración. Estos equipos disponen de un haz de tubos dispuesto en el interior de una torre. A través de los tubos circula el fluido a refrigerar o condensar. Una corriente de aire que asciende por el interior de la torre cruza el haz de tubos disipando consigo energía calorífica. Desde la parte superior de la torre se rocía agua sobre la superficie exterior de los tubos de modo que el aire incidente realiza el contacto sobre unos tubos húmedos en lugar de hacerlo contra una superficie seca, maximizando así la transferencia de calor. El agua que recorre la superficie exterior del haz de tubos cae por gravedad siendo recogida en la base de la torre para volver a ser bombeada a la parte superior de la torre y repetir el ciclo. Una parte del agua es arrastrada junto al aire al evaporarse por lo que hay que suministrar una cierta cantidad de agua constantemente. En el estado estacionario se puede realizar la aproximación de que la temperatura del agua que repite el ciclo es constante.

Como ventaja estos equipos ofrecen una potencia de intercambio mayor que en los aero refrigeradores y un gasto de agua menor que en las torres. En la siguiente imagen se muestra esquemáticamente la disposición típica de estos intercambiadores.

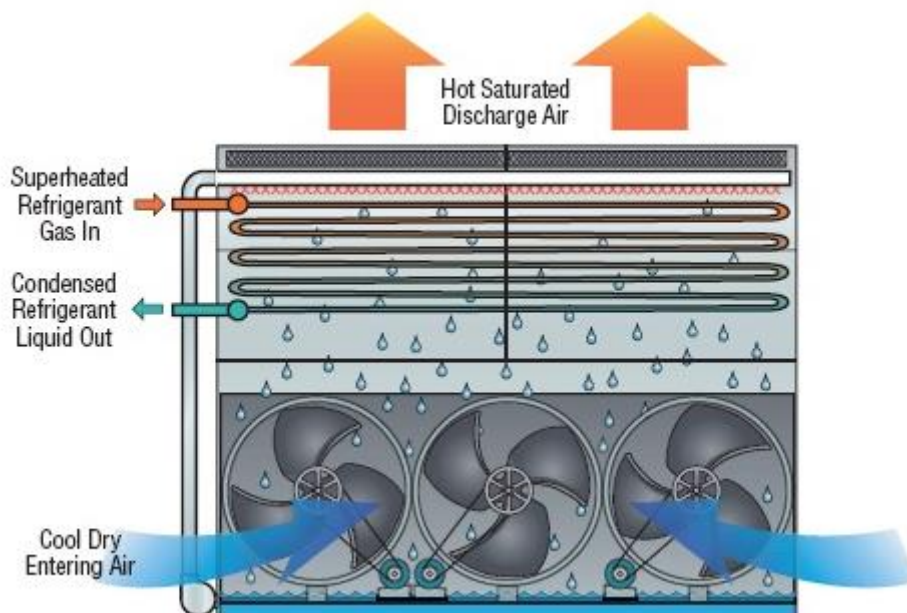


Figura 5.9. Esquema torre evaporativa [1]

A continuación se muestra un condensador evaporativo ofrecido por el fabricante *Recold*:



Figura 5.10. Modelo comercial torre evaporativa *Recold* [17]

5.2.3 Torre híbrida.

Por último en esta clasificación incluimos las torres híbridas. Llamamos así a aquellos dispositivos que emplean agua como refrigerante y que disponen de dos intercambiadores en el mismo equipo, uno en contacto directo y otro en contacto indirecto. De los dos, éste último puede ser de tipo evaporativo o refrigerado por aire. En cuanto al intercambiador en contacto directo se trata de un empaquetamiento como el que equipan las torres de refrigeración. Estos detalles constructivos les confieren a las torres híbridas una gran versatilidad para poder trabajar bajo diferentes condiciones ambientales. Por ejemplo si la temperatura ambiente no es muy exigente y se requiere una potencia baja de refrigeración se puede optar por emplear sólo uno de los dos intercambiadores disponibles. Como ventajas se tiene la posibilidad de eliminar el penacho de humo a la salida de la torre y reducir el consumo de agua. En las imágenes siguientes se muestran dos torres híbridas. La primera combina el empaquetamiento con un intercambiador evaporativo (Figura 5.11) y la segunda con un aero refrigerador (Figura 5.12).

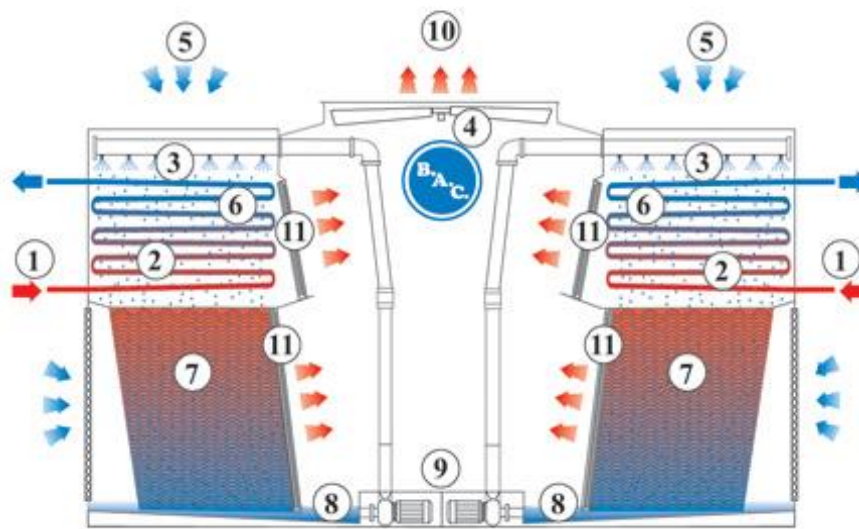


Figura 5.11. Torre híbrida. [1]

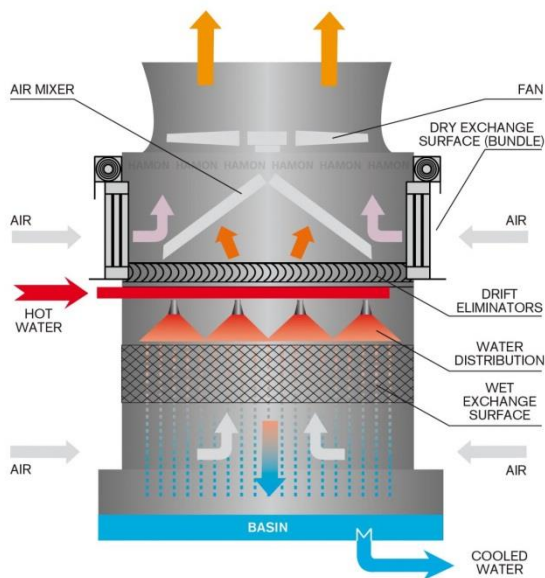
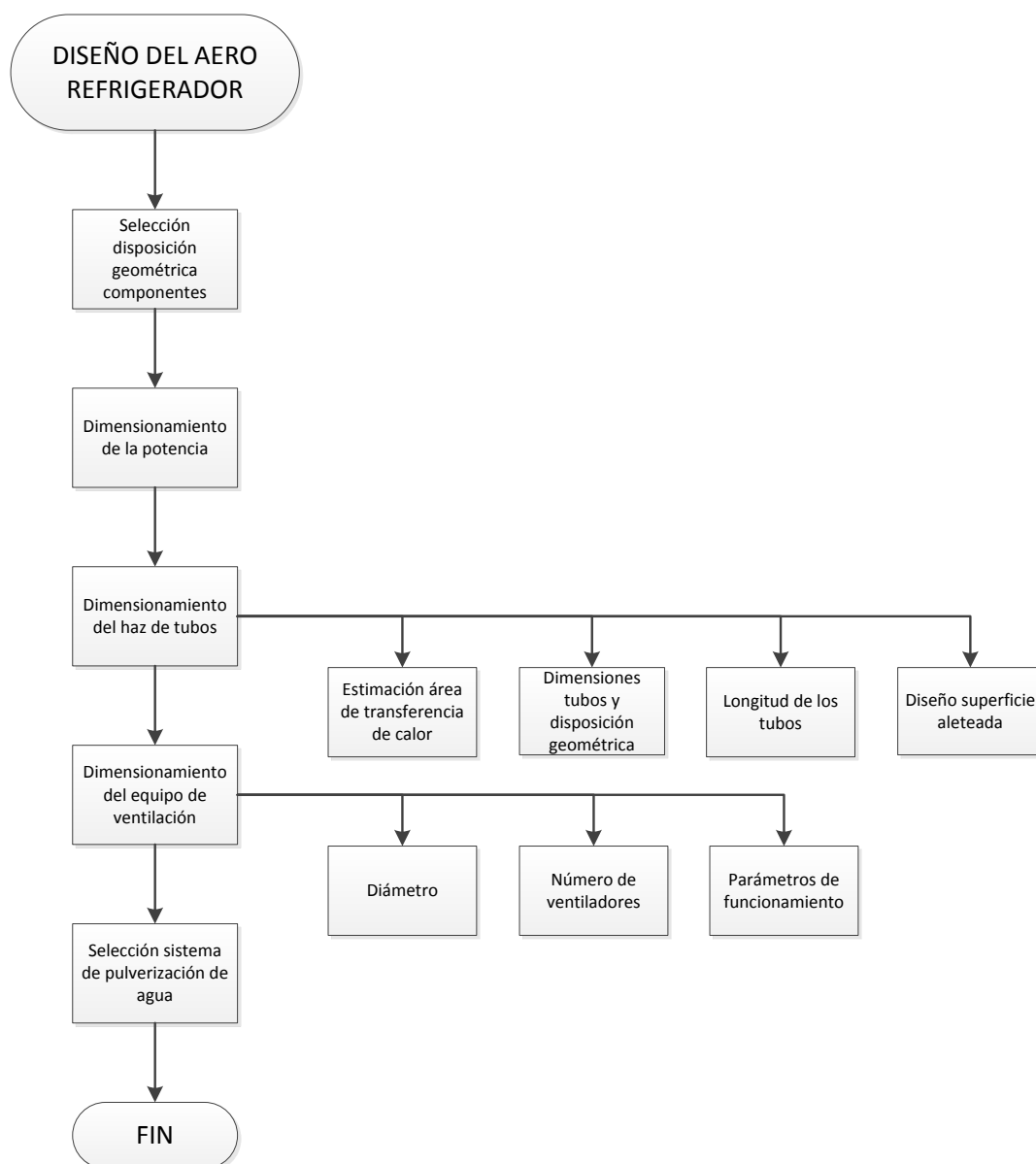


Figura 5.12. Torre híbrida. [1]

Con lo expuesto anteriormente se ha visto en resumen las tecnologías empleadas en la refrigeración industrial. Ahora que ya se ha situado en el marco actual el aero refrigerador que se va a estudiar en el presente documento, procedemos al diseño físico del mismo.

6 Diseño del aero refrigerador.

En este apartado se va a diseñar el equipo físicamente que luego simularemos operando como enfriadora y como condensadora. Por simplicidad primero procedemos a diseñar el dispositivo sin el sistema de pulverización para añadir más tarde la instalación correspondiente. Para diseñar un aero refrigerador hay multitud de parámetros relacionados entre sí y no se dispone de un orden específico para dicho proceso. Se ha decidido seguir la secuencia descrita en el diagrama de flujo que se muestra a continuación:



A lo largo del diseño se toman una serie de estimaciones de parámetros para poder dimensionar el equipo y sus componentes. A priori, se desconoce la exactitud de estas

estimaciones. Es por ello que una vez se genere el software estudiaremos estas aproximaciones realizadas modificándolas si resulta necesario. Por este motivo en el presente apartado se irá intercalando algún fragmento obtenido del software diseñado para respaldar así las decisiones tomadas.

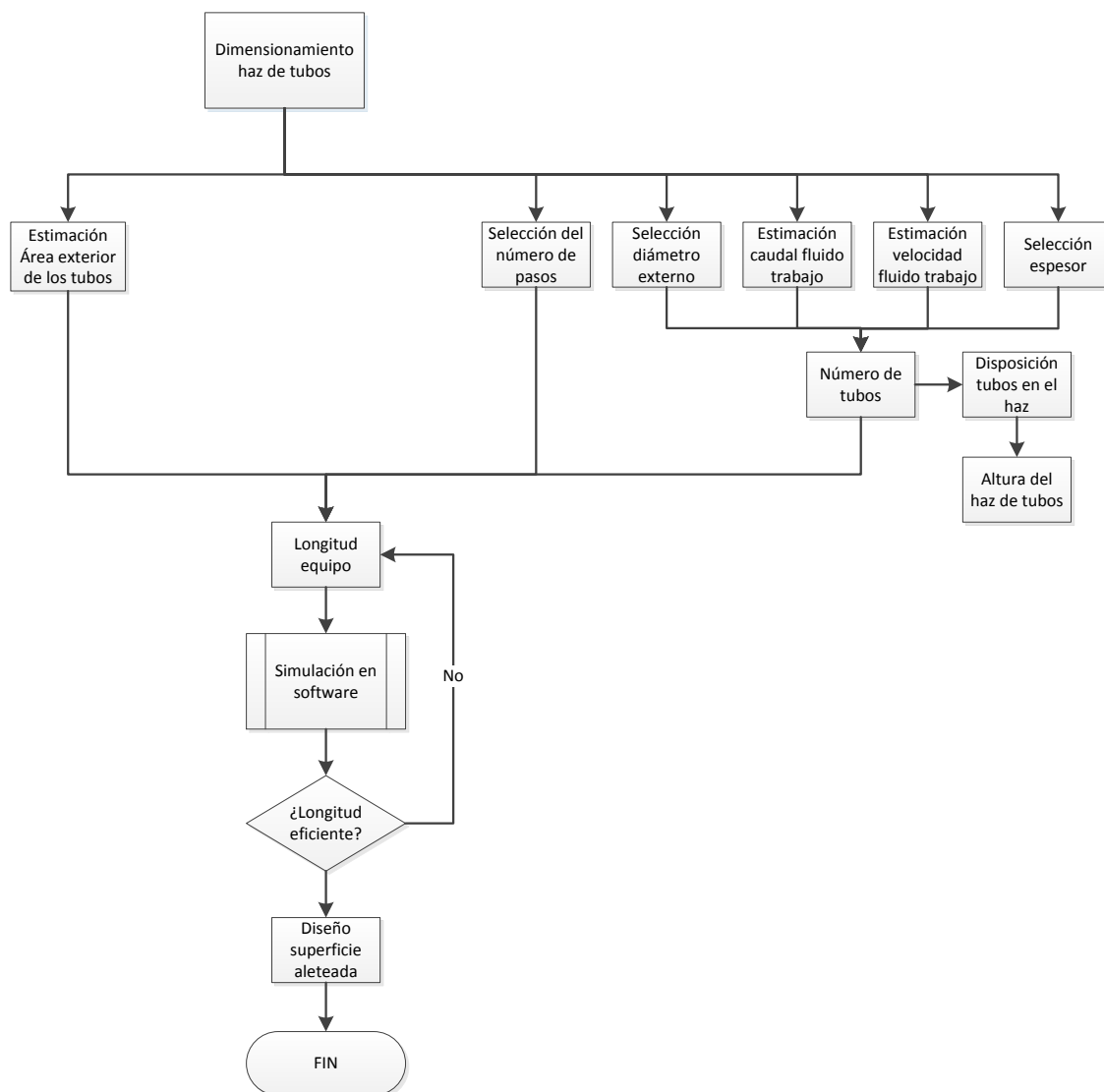
Para diseñar el equipo el cual se someterá a simulación, hay que tener en cuenta que dicho equipo se va a emplear tanto para enfriar un fluido como para condensar un refrigerante. Por tanto el procedimiento que se seguirá será diseñar inicialmente el dispositivo funcionando como enfriadora para luego emplearlo también en la condensación de fluidos, siendo así más versátil. Por este motivo algunas de las decisiones tomadas en el diseño de la enfriadora se ven condicionadas por los requisitos establecidos por el funcionamiento de la condensadora. Como se ha visto en la figura 5.5 se puede optar por multitud de configuraciones geométricas en el diseño de un aero refrigerador. Operativamente el resultado es el mismo con pequeños matices por lo que se ha escogido la disposición en forma de V al tratarse de una geometría más compacta. Esta geometría es la que adopta el equipo de la figura 5.6.

6.1 Dimensionamiento de la potencia.

Para diseñar el equipo el dato más importante es la potencia que se va a requerir durante su vida operativa. Esto es así dado que la potencia establece las dimensiones generales necesarias para cumplir con las especificaciones de trabajo. Dentro de los procesos llevados a cabo en la industria hay una gama muy amplia de potencias en estos equipos. Se ha escogido un valor de 200 KW para dimensionar el equipo dado que resulta una potencia media fácil de incorporar en aplicaciones reales.

6.2 Dimensionamiento del haz de tubos.

Para dimensionar el haz de tubos hay que seleccionar multitud de parámetros característicos en un orden establecido. Las dimensiones del haz de tubos resultan fundamentales ya que condicionan el tamaño final del equipo a la vez que el caudal del fluido de proceso que circulará por el interior de los mismos. Una vez más nos apoyamos en un diagrama de flujo para mostrar la secuencia seguida en el dimensionamiento del haz de tubos:



Como se puede apreciar en el esquema anterior se dimensiona un gran número de componentes aunque son la longitud y la altura del haz de tubos los principales responsables del tamaño final del equipo. El dato de mayor relevancia en el diseño del haz de tubos es la potencia. Teniendo en cuenta la potencia requerida que se ha indicado en el apartado anterior, se realizará una serie de aproximaciones para obtener un haz de tubos preliminar. Más tarde nos serviremos del *software* para modificar este haz de tubos inicial de modo iterativo hasta llegar a un diseño final que sea capaz de cumplir con las especificaciones de trabajo. Para poder establecer unas dimensiones del haz de tubos el área en la que se da la transferencia de calor ha de ser conocida. La expresión que cuantifica el proceso de intercambio de energía calorífica es la siguiente:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.1)$$

Dónde:

- \dot{Q} es la potencia disipada por el flujo de aire incidente.
- U es el coeficiente global de transferencia de calor.
- A es el área en el que se da la transferencia de calor.
- F es el factor de corrección del intercambiador.
- ΔT_{lm} es el incremento de temperatura logarítmico medio.

En la expresión anterior se realizan dos consideraciones:

1. La temperatura en la superficie de los tubos no es constante a lo largo de su longitud por lo que se emplea el incremento de temperaturas logarítmico medio ΔT_{lm} .
2. Los fluidos no se encuentran en disposición contracorriente ni experimentan un cambio de fase por lo que hay que establecer un factor F (menor que la unidad) que ajuste el valor de ΔT_{lm} .

Para poder establecer un valor aproximado del área de intercambio A hay que estimar unos valores apropiados para el resto de parámetros presentes en la ecuación. De este modo obtendremos un área de intercambio a partir del cual se podrá calcular las dimensiones del haz de tubos, comprobando posteriormente en la simulación realizada si las dimensiones son las indicadas para cumplir los requerimientos. A continuación realizamos una estimación de los parámetros de la ecuación. No nos preocupa demasiado la exactitud de los siguientes valores dado que sólo servirán de orientación para un diseño inicial:

- \dot{Q} imponemos que es 200 kW como se indicó en el apartado anterior.
- U suele tomar un valor en torno a $1000\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ si se tiene en cuenta que la superficie es aleteada.
- F en estos intercambiadores se encuentra alrededor de $0,75$.
- ΔT_{lm} suele ser de aproximadamente 10 K .

Con las hipótesis anteriores se tiene que el área de transferencia es:

$$A \approx \frac{200000\text{W}}{1000\text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 10\text{K} \cdot 0,75} = 26,67\text{m}^2$$

Como se ha visto el valor del coeficiente global de transferencia U se ha estimado teniendo en cuenta que la superficie es aleteada. Como se verá más adelante en el desarrollo teórico al obtener U el coeficiente convectivo exterior h_e es corregido además de por la eficiencia de las aletas por el aumento de área al instalarlas. Por tanto el área por el cual ha de multiplicarse U para ser coherente con su definición es el área exterior de los tubos si no tuvieran aletas, siendo éste el área que acabamos de calcular. Dicha superficie responde a la siguiente ecuación, multiplicándose por dos por disponer de dos haces, uno situado a cada lado del intercambiador formando así la matriz en V.

$$A_{tub} = \pi \cdot D_e \cdot Long \cdot N_t \cdot n_r \cdot 2 \quad (6.2)$$

Expresión en la que:

- A_{tub} es el área exterior de los tubos sin aletas estimada en la ecuación 6.1.
- D_e es el diámetro exterior de los tubos.
- $Long$ es la longitud del intercambiador.
- n_r es el número de pasos.

De esta expresión nos faltaría determinar la longitud $Long$ del intercambiador, el diámetro exterior D_e de los tubos, el número de tubos N_t y el número de pasos n_r que va a incorporar cada haz. Éste último siempre está comprendido entre dos y cuatro pasos en este tipo de aplicaciones. Escogemos cuatro pasos dado que al haberlo realizado inicialmente con dos pasos quedaba un equipo exageradamente largo. Por tanto sólo tendríamos que fijar el diámetro externo y el número de tubos para obtener así la longitud del intercambiador aproximada siguiendo la estimación realizada.

Para escoger el diámetro externo hay que elegir primero un diámetro nominal. Para ello acudimos a los existentes normalizados en el mercado:

Ø nominal (pulgadas)	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1 1/4	1 1/2	2
----------------------	-----	------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	---	-------	-------	---

Tabla 6.1. Diámetros nominales

Para la aplicación a la que vamos a destinar la tubería el diámetro nominal suele estar comprendido entre 1/2" y 1". Escogemos un valor de 1/2" el cual nos será suficiente dado el bajo caudal de fluido que recorrerán los tubos. Conocido el diámetro exterior seleccionamos un espesor de pared para obtener el diámetro interior. Llegados a este punto hay que tener en cuenta el uso al que se va a destinar el haz de tubos. Si se tratara de una enfriadora la presión del fluido de proceso es relativamente baja. En cambio en el caso de una condensadora la presión del refrigerante que condensa en el interior de los tubos es elevada. Por este motivo la selección del espesor ha de contemplar ambas posibilidades. Expuesto este detalle, procedemos a seleccionar un espesor que cumpla con los requisitos de trabajo. El espesor mínimo de una tubería según su aplicación viene determinado por la siguiente ecuación:

$$e = \frac{P \cdot D_e}{20 \cdot \sigma_y \cdot F} \quad (6.3)$$

Dónde:

- P es la presión del fluido de proceso en *bar*.
- D_e es el diámetro externo de la tubería en *mm*.

- σ_y es el límite elástico del material empleado en N/mm^2 .
- F es el factor de corrección establecido por la norma UNE 60.305.

Para poder determinar un valor del espesor es necesario seleccionar un material para las tuberías. Para este tipo de aplicaciones los materiales más empleados son el acero y el cobre. Como la presión del fluido de proceso no es muy elevada no se requiere grandes prestaciones mecánicas por lo que escogemos el cobre el cual confiere mayor conductividad térmica. Para establecer la máxima presión del fluido de trabajo hay que considerar las condiciones de trabajo del equipo en modo condensadora. Como se verá más adelante el refrigerante a condensar será el R404a a una temperatura entorno a 50 °C, condiciones en las que la presión alcanzada es de 23 bar. En cuanto al factor de corrección F la norma dicta que es de 0,6. Con estos datos junto al límite elástico del cobre procedemos a establecer un espesor mínimo de pared:

$$e = \frac{23 \text{ bar} \cdot 12 \text{ mm}}{20 \cdot 33 \text{ N/mm}^2 \cdot 0.6} = 0,7 \text{ mm}$$

De este modo el espesor mínimo para cumplir con las especificaciones de trabajo es de 0,7 mm. Obtenido este dato el diámetro interno se calcula como sigue:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e = 10,6 \text{ mm}$$

Ahora que se tienen las dimensiones correspondientes a la sección transversal de los tubos, se pretende obtener el número de tubos necesarios en el intercambiador para dar acogida el caudal de agua que circulará por ellos. El número de tubos viene determinado por la siguiente expresión:

$$N_t = \frac{m_w}{A_{int} \cdot \rho_w \cdot v} \quad (6.4)$$

Expresión en la que:

- N_t es el número de tubos por paso.
- m_w es el caudal másico que circula por cada haz.
- A_{int} es el área interior de la sección transversal de la tubería.
- ρ_w es la densidad del agua.
- v es la velocidad del agua con la que recorre el interior de los tubos.

De esta ecuación nos quedaría por determinar la masa de agua m_w que recorre el haz de tubos y su velocidad v . La velocidad del agua en estos equipos suele estar comprendida entre 1 y 3 m/s. Se respetan estos límites orientativos dado que se puede dar la sedimentación de elementos en las tuberías por debajo de este rango y la erosión interior por encima. No todos los materiales cuentan con la misma resistencia a la erosión. Por ello se añade la siguiente tabla con el límite de velocidad para las tuberías según el material del que estén realizadas:

Material	Velocidad (m/s)
Acero suave	3
Acero inoxidable	4,5
Aluminio	1,8
Cobre	1,8
90-10 Cuproníquel	3
70-30 Cuproníquel	4,5
Titanio	15

Tabla 6.2. Velocidad máxima en tuberías según material [1]

El material seleccionado para los tubos es el cobre como ya se expuso al determinar el espesor de pared. Por ello vemos que la velocidad máxima del fluido de proceso no debería superar los 1,8 m/s.

Haciendo uso de la ecuación 6.4 se obtendrá un número de tubos el cual será fijado y lo emplearemos en el resto de cálculos, adecuando para cada gasto másico de agua su velocidad. Como se pretende evitar el uso de una bomba para forzar el agua el gasto másico de ésta se encontrará por debajo de 5kg/s (por cada haz). En el caso del cobre establecemos un rango para la velocidad entre 1 y 1,75 m/s sin llegar al máximo por seguridad. Para el caudal másico de agua establecemos un límite máximo y mínimo de 4,2 kg/s y 2,4 kg/s respectivamente. Con los valores seleccionados anteriormente nos aseguramos de que en los dos límites de funcionamiento (máximo caudal a máxima velocidad y mínimo caudal a mínima velocidad) se requiere el mismo número de tubos. De este modo se determina el número de tubos atendiendo a los dos extremos de funcionamiento:

- Máximo flujo de agua y máxima velocidad

$$4,2 \text{ kg/s}$$

$$N_t = \frac{4,2 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 1,75 \text{ m/s} \cdot 8,8247 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 28 \text{ tubos}$$

- Mínimo flujo, asociado a mínima velocidad

$$2,4 \text{ kg/s}$$

$$N_t = \frac{2,4 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot 8,8247 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2} \approx 28 \text{ tubos}$$

Con el número de tubos obtenido nos encontramos en disposición de obtener un primer valor para la longitud del intercambiador. Para ello acudimos a la ecuación 6.2 y despejamos el valor de la longitud de los tubos:

$$A_{tub} = \pi \cdot D_e \cdot Long \cdot N_t \cdot n_r \cdot 2 \rightarrow Long = \frac{26,67 m^2}{\pi \cdot 0,012m \cdot 28 \cdot 4 \cdot 2} = 3,16 m$$

Este valor de la longitud del intercambiador debe de ser estudiado para comprobar si es apto para ser adoptado en el equipo definitivo. Como ya hemos comentado una vez implementemos el diseño del equipo en el software *Matlab* se podrá realizar de modo iterativo su ajuste. Ahora que se conoce el número de tubos, si fijamos la distancia entre los mismos una vez dispuestos en el haz de tubos se puede determinar la altura del haz. Hay que establecer la separación entre tubos de una misma fila P_1 y la distancia que mantienen con los existentes en la fila contigua P_2 . En la imagen siguiente se representan gráficamente estas distancias:

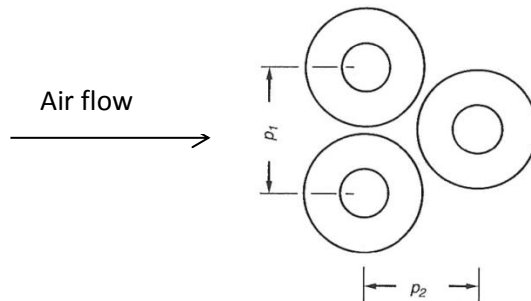


Figura 6.1. Posición entre tubos dispuestos en un haz [12]

Estas separaciones dependen también de la configuración adoptada por la matriz de tubos en el haz. Las disposiciones típicas comercializadas se indican en la siguiente imagen:

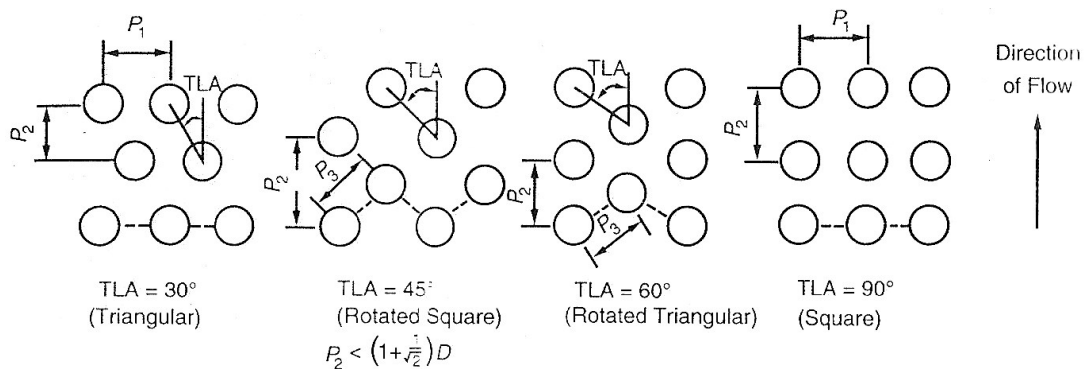


Figura 6.2. Configuraciones geométricas de haces de tubos [12]

En nuestro caso elegimos una matriz escalonada que se corresponde con la primera imagen. Tomamos esta decisión debido a la existencia de correlaciones disponibles para el cálculo de la transferencia de calor y de las pérdidas de carga, siendo numerosas en la geometría escogida. Además es frecuente el empleo de matrices triangulares o escalonadas en los aero refrigeradores. En la literatura se encuentran multitud de valores para P_1 y P_2

(Hewitt). La elección de estos valores condicionará la validez o no del empleo de correlaciones para la transferencia de calor y de pérdidas de carga. Teniendo en cuenta el límite de la correlación empleada (que se verá más adelante):

$$P_1 < 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{P_1}{2}\right)^2 + P_2^2} - D_r - \frac{2wh}{w+s}$$

Siendo todos los parámetros referidos a las dimensiones de las aletas, escogemos el valor de $P_1 = 45 \text{ mm}$ y $P_2 = 27 \text{ mm}$. Al diseñar las aletas se comprobará que efectivamente se cumple la condición anterior para emplear la correlación utilizada. Con el valor de la separación transversal de los tubos procedemos a calcular la altura H del haz. En la imagen siguiente se muestra un corte transversal de la geometría y los detalles de la disposición espacial de cada componente del haz de tubos:

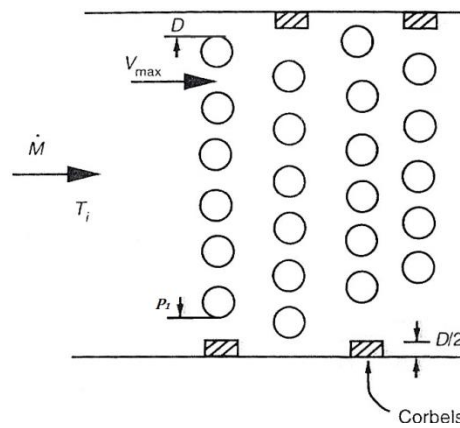


Figura 6.3. Disposición del haz de tubos [12]

Las piezas que aparecen con sombra rallada son *corbels*. Estos elementos son los encargados de limitar el espacio libre existente en los laterales de cada paso realizado por los tubos. De este modo se fuerza al aire a interactuar en mayor grado con la superficie con la que debe intercambiar calor. A la vista de todos los elementos presentes en la imagen anterior la altura del haz de tubos se calcula como sigue:

$$H = P_1 \cdot (N_t - 1) + \frac{2 \cdot D_e}{2} + D_e + \left(\frac{P_1}{2} - \frac{D_e}{2}\right) = 1,272 \text{ m}$$

Con lo dispuesto anteriormente ya tenemos dimensionado el haz de tubos. El área frontal total teniendo en cuenta los dos haces:

$$A_{fr} = 2 \text{ haces} \cdot 4 \text{ pasos} \cdot Long \cdot H = 2 \cdot 4 \cdot 3,16 \text{ m} \cdot 1,272 \text{ m} = 32,16 \text{ m}^2$$

Durante este proceso se ha tomado gran cantidad de decisiones para dar una forma al componente que se está diseñando. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones características del haz de tubos preliminar que hemos diseñado:

Haz de tubos preliminar	
Número de tubos	28
Longitud (m)	3,16
Altura del haz (m)	1,272
Número de pasos	4
Área frontal total (m ²)	32,16
Área frontal por haz (m ²)	4,02

Tabla 6.3. Dimensiones preliminares haz de tubos

Como hemos visto en el procedimiento realizado se ha llevado a cabo una estimación de los parámetros de la ecuación 6.1 la cual rige la transferencia de calor para obtener así una aproximación del área de transferencia. A raíz de ello la longitud de los tubos que hemos obtenido podría resultar no ser la idónea para nuestro diseño. La longitud del equipo debe mantener un equilibrio entre la inversión inicial para su construcción, el tamaño del equipo y la potencia que requerirán los ventiladores para bombear el flujo de aire necesario. Si el equipo resultara exageradamente largo los ventiladores consumirían menos electricidad por ser mayor el área de transferencia de calor lo que requiere menos caudal de aire. A pesar de ello obtendríamos un equipo demasiado largo acorde a su potencia con las dificultades que ello conlleva a la hora de instalarlo además del aumento en la inversión inicial al construirlo. Por el contrario, si la longitud toma un valor demasiado pequeño se ganaría en practicidad a la hora de instalar el equipo pero los ventiladores tendrían que consumir una potencia mayor para aumentar el flujo de aire dada la reducida área de transferencia. En esta situación se podría dar el caso de alcanzar el máximo régimen de giro de los ventiladores para unas condiciones ambientales dadas sin llegar a cumplir con los requerimientos de potencia, siendo así un diseño no válido.

Por ello resulta recomendable establecer una longitud de los tubos que tenga en cuenta todas estas consideraciones. Para determinar un valor hemos decidido realizar diferentes simulaciones en el software implementado. Se ha escogido un día con unas condiciones ambientales especialmente severas para asegurar así que la longitud elegida sea suficiente para poder cumplir en todo momento con las especificaciones de trabajo. Por el contrario se podría seleccionar por error una longitud final demasiado corta de manera que pudiera resultar insuficiente para cumplir con la demanda en unas condiciones de temperatura más estrictas. A continuación se muestran las condiciones ambientales de la simulación realizada:

Condiciones ambientales simulación	
Temperatura bulbo seco (°C)	38
temperatura de bulbo húmedo (°C)	22,5
humedad relativa ϕ	25 %

Tabla 6.4. Condiciones ambientales simulación

En estas condiciones se ha simulado el enfriamiento de una corriente de agua cuyos requerimientos eran los siguientes:

Requerimientos enfriamiento	
T_{wi} (°C)	52,5
T_{wo} (°C)	44,5
m_w (kg/s)	6
Potencia (KW)	200

Tabla 6.5. Requerimientos de funcionamiento.

De este modo se ha realizado la simulación del equipo operando en estas condiciones modificando la longitud del equipo. A priori se pueden establecer unos límites para la longitud definitiva, sabiendo que se encontrará entre 2 y 3 metros. Un valor mayor que el límite superior resulta demasiado elevado para un equipo de estas características. Por el contrario si la longitud es menor de dos metros no se puede asegurar el funcionamiento del equipo bajo ambientes muy cálidos. Durante la simulación realizada se tienen en cuenta los dos siguientes parámetros:

1. La longitud del equipo es suficiente para cumplir con el *duty* establecido en todo momento, alcanzando así la potencia demandada.
2. La potencia consumida por el ventilador se va a monitorizar según se aumenta la longitud del equipo.

Con todo lo dispuesto anteriormente se realiza la simulación y se grafica el consumo energético de los ventiladores para el rango de longitudes comprendida entre 2 y 3 metros. Los resultados se muestran a continuación:

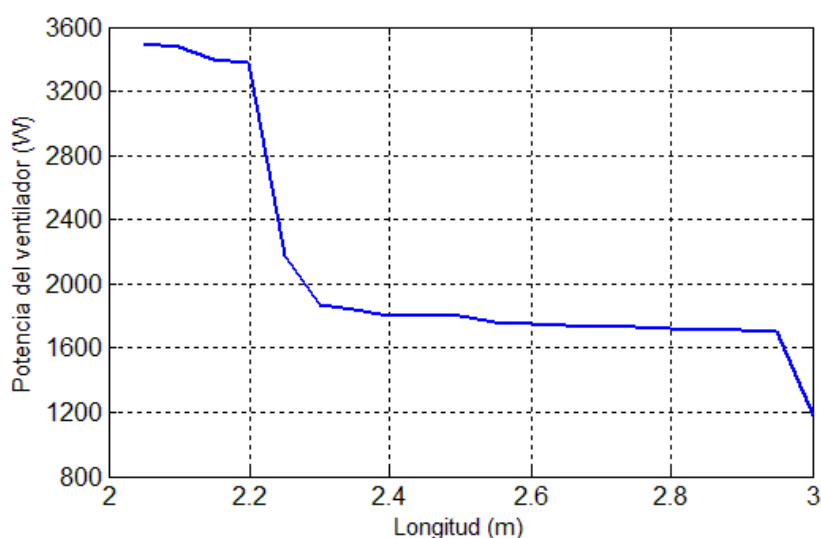


Figura 6.4. Evolución de la potencia consumida con la longitud del equipo [22]

En la representación anterior se muestra el consumo de los ventiladores en función de la longitud del equipo. Para todas las longitudes expuestas se ha conseguido cumplir con los requisitos establecidos al inicio. A la vista de la curva se puede apreciar que la potencia consumida por el equipo de impulsión es monótona decreciente conforme se aumenta la longitud del equipo, como era de esperar. Se puede apreciar un cambio de pendiente al sobrepasar los 2,4 m. Antes de alcanzar la longitud este valor la potencia consumida decrece rápidamente, siendo este efecto menor tras sobrepasar dicha longitud. Por tanto el valor más coherente para la longitud del equipo que mantenga una buena relación entre todos los parámetros expuestos anteriormente es 2,4 m. Si alargamos el equipo no se perciben mejoras sustanciales de modo que no resulta rentable debido la inversión inicial. Con este valor escogido nos aseguramos de que el intercambiador es capaz de cumplir con la demanda en todo momento además de mantener un equilibrio entre el tamaño final y la potencia consumida por los ventiladores.

Inclinación de los haces de tubos respecto a la vertical

El ángulo que forma el haz de tubos con la vertical influye en las pérdidas de carga del aire al pasar por éste. Tras ver en la literatura (Kröger, 2004, págs. 388-400) estudios y correlaciones en los que se estudian las pérdidas para diferentes ángulos de colocación, se puede determinar que el valor de 30° es una inclinación correcta. Además esta inclinación ofrece una geometría compacta con espacio suficiente en la parte superior para instalar los ventiladores.

6.2.1 Incorporación de aletas a los tubos.

Dado que se desea un equipo de reducidas dimensiones que cumpla con los requisitos de potencia a disipar hay que tratar de maximizar la transferencia de calor entre el fluido que recorre los tubos y el aire que los rodea. Si se presta atención a la expresión que determina la potencia disipada por el aire:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.5)$$

Hay algunos parámetros sobre los que se podría trabajar desde el punto de vista de la construcción para maximizar la transferencia de calor. Una alternativa es mejorar el coeficiente global U con el empleo de materiales de alta conductividad u otras opciones. A pesar de ello el parámetro que mayor mejora puede ofrecer es el incremento del área de transferencia. Se podría maximizar el área de intercambio mediante un aumento del diámetro exterior de los tubos, pero además de modificar las condiciones de funcionamiento del equipo los resultados obtenidos no mejoran demasiado. Con el diseño obtenido hasta el momento tenemos los siguientes parámetros referidos al haz de tubos:

Haz de tubos definitivo sin aletas	
Número de tubos	28
Longitud (m)	2,4
Altura del haz (m)	1,27
Número de pasos	4
Área frontal total (m ²)	24,42
Área frontal por haz (m ²)	3,05
Área total de intercambio por haz (m ²)	10,13

Tabla 6.6. Dimensiones del haz de tubos definitivo sin aletas.

Vemos que el valor del área total de intercambio por cada haz no llega a los 11 m². Para elevar realmente el área de transferencia instalamos aletas unidas a la base de los tubos de modo que formen una extensión de la superficie. Hay diferentes tipos de aletas según la aplicación a la que se destinan. La clasificación más clara se puede realizar en función del fluido exterior con el que se realiza el intercambio de calor. A continuación mostramos dos tipos de aletas a emplear según el fluido exterior:

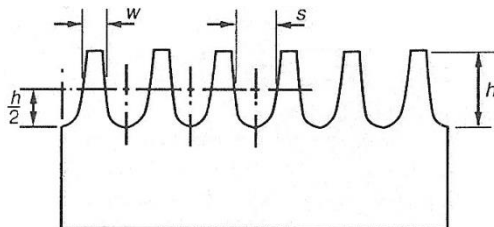


Figura 6.5. Aleta baja [12]

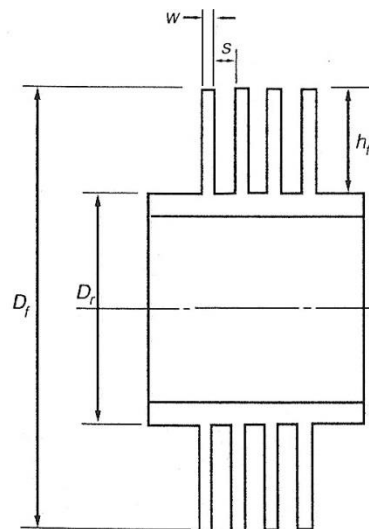


Figura 6.6. Aleta alta [12]

La diferencia básica entre ambos tipos es el espacio existente entre aletas y la altura de éstas respecto del diámetro exterior de los tubos. Así las segundas son más recomendables en el caso de que el fluido exterior sea de tipo gaseoso como el aire con un bajo coeficiente convectivo. Por este motivo nos centramos en este tipo de aletas.

Dentro de las aletas que hemos escogido hay diferentes clasificaciones según la naturaleza de su construcción. Los tipos más representativos son los siguientes:

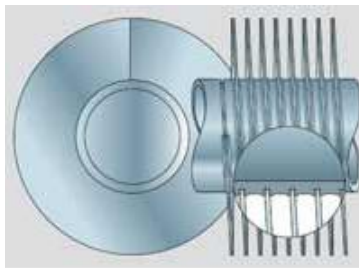


Figura 6.5. Aletas encastradas [11]

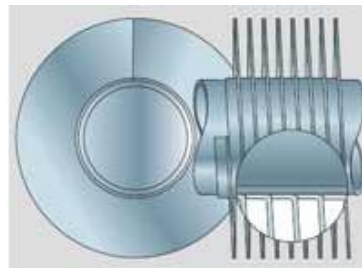


Figura 6.6. Aletas de tipo "L" [11]

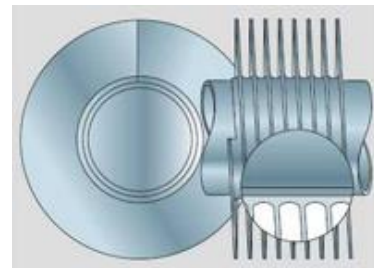


Figura 6.7. Aletas bimetálicas [11]

1. Encastradas: La banda de aletas se une a la base del tubo mediante presión encastrando el cuello de la aleta a la superficie. Estas aletas soportan elevadas cargas térmicas aunque no ofrecen gran protección a los agentes atmosféricos.
2. Aletas tipo L: aletas conformadas y arrolladas alrededor de los tubos. Cada aleta está en contacto con la aleta contigua de manera que permite proteger de las condiciones exteriores. Generalmente se les aplica un proceso de galvanizado tras ser instaladas. Dadas las características de los tubos que equipan este tipo de aletas, son idóneas para aplicaciones de baja temperatura de servicio.
3. Aletas bimetálicas: en este caso las aletas son extruidas del tubo exterior. Este proceso proporciona una excelente protección frente a las condiciones atmosféricas además de elevadas propiedades mecánicas.

A la vista de la clasificación anterior se ha escogido las aletas tipo L dado que las temperaturas de servicio van a ser poco elevadas. Además proporcionan una protección frente a la corrosión debido al recubrimiento prácticamente total del diámetro exterior del tubo. El material seleccionado para las aletas es el aluminio debido a su alta conductividad térmica. Ahora que se tiene el tipo de aleta a instalar debemos escoger sus dimensiones caracterizando así la mejora en la transferencia de calor. En la siguiente imagen se muestran los parámetros a seleccionar para dimensionar la superficie aleteada:

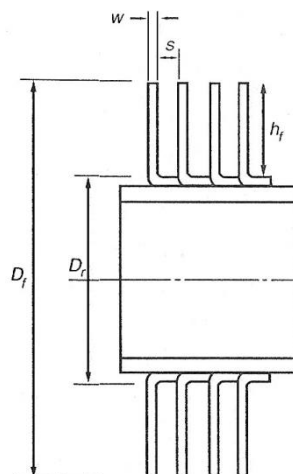


Figura 6.8. Características de las aletas instaladas [12]

Las aletas de tipo alto se caracterizan por cumplir la siguiente restricción:

$$0,2 < h/D_r < 0,7$$

Además la correlación que se emplea en el cálculo de la transferencia de calor al emplear estas aletas impone el siguiente límite:

$$0,13 < s/h < 0,57$$

Por tanto todas las decisiones tomadas al dimensionar este componente deben respetar dichos límites. Para calcular D_r es necesario escoger un espesor de aleta. Dado que los requerimientos mecánicos de la superficie aleteada serán bajos se puede escoger un valor pequeño para el espesor que maximice la superficie. Así, escogemos un espesor $w = 0,4 \text{ mm}$. Con ello el diámetro exterior teniendo en cuenta la base de la aleta resulta de la siguiente operación:

$$D_r = D_e + 2 \cdot w = 12,8 \text{ mm}$$

Para escoger la altura de aleta h atendemos a la primera restricción que se ha expuesto. Si el ratio h/D_r es bajo se tendrán unas aletas con un diámetro exterior pequeño lo que conlleva un área de transferencia menor. Por este motivo ajustamos el valor del cociente h/D_r al límite superior. Con ello se tiene:

$$\frac{h}{D_r} = 0,7 \rightarrow h = 0,7 \cdot D_r = 9 \text{ mm}$$

La segunda restricción limita el cociente entre la separación existente entre aletas y su altura. Un valor bajo para este cociente se traduce en una cantidad de aletas elevada de gran altura y poca separación entre ellas. De este modo la superficie total es mayor aunque también las pérdidas de carga del flujo que atraviesa el conjunto de aletas. A pesar de ello ajustamos el ratio al mínimo valor permitido, obteniendo así la separación entre aletas s :

$$\frac{s}{h} = 0,13 \rightarrow s = 0,13 \cdot h = 1,2 \text{ mm}$$

Con todo lo anterior se tiene dimensionada la superficie aleteada. A modo de resumen se muestra en la siguiente tabla las dimensiones de un tubo provisto de aletas:

Dimensiones aletas	
$D_r \text{ (mm)}$	12,8
$D_f \text{ (mm)}$	30,8
$w \text{ (mm)}$	0,4
$s \text{ (mm)}$	1,2
$h_f \text{ (mm)}$	9

Tabla 6.7. Dimensiones de las aletas diseñadas

Ahora que se dispone de las dimensiones de las aletas instaladas sobre los tubos vamos a determinar las distintas áreas superficiales que se pueden contabilizar por cada haz. Se adjunta también una imagen indicando a qué área se hace referencia. Todas ellas están referidas a un solo haz:

- Área exterior de los tubos si no tuvieran aletas

$$A_{tub} = N_t \cdot n_r \cdot \pi \cdot D_e \cdot Long = 10,81 \text{ m}^2$$

- Área de la superficie entre aletas

$$A_w = \frac{N_t \cdot n_r \cdot \pi \cdot Long}{s + w} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \cdot (D_f^2 - D_r^2) + D_f \cdot w \right\} = 8,06 \text{ m}^2$$

- Área superficial de las aletas

$$A_f = \frac{N_t \cdot n_r \cdot \pi \cdot Long}{s + w} \cdot \{D_r \cdot s\} = 217,69 \text{ m}^2$$

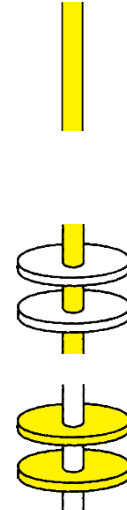


Figura 6.9. Área de los tubos.

Por tanto vemos cómo el área aumenta sustancialmente al añadir las aletas.

Con ello el área total de transferencia por haz es el siguiente:

$$A_{total} = A_w + A_f = 225,74 \text{ m}^2$$

Si comparamos este valor obtenido con el correspondiente sin instalar las aletas (tabla 6.6) vemos que el área se incrementa del orden de 20 veces. Con todo esto se tiene diseñado el haz de tubos por lo que se procede a dimensionar el ventilador.

6.2.2 Dimensionamiento del ventilador

El ventilador resulta una pieza clave en el diseño del equipo. Es el encargado de bombear el flujo de aire y forzarlo a través de la superficie del haz de tubos maximizando así el coeficiente convectivo h_e . Para equipar un ventilador vamos a recurrir a un modelo disponible en el mercado el cual proporcione las condiciones deseadas. Tenemos a nuestra disposición cantidad de fabricantes que ofrecen numerosos ventiladores. En nuestro caso nos hemos decantado por el fabricante *Ziehl – Abegg*.

A la hora de escoger un modelo en particular lo primero que hay que tener en cuenta es el espacio disponible para poder alojarlo. Los ventiladores se instalan en el techo del equipo. Si consideramos la geometría escogida de los haces de tubos las dimensiones resultantes de la parte superior del equipo responden a la siguiente imagen:

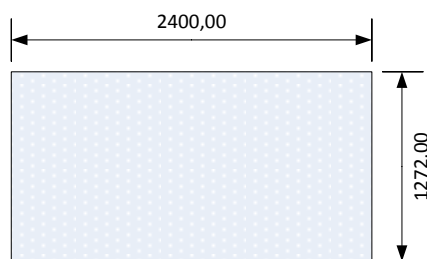


Figura 6.10. Dimensiones del techo del equipo. [24]

La longitud de la superficie superior coincide con la longitud de los tubos calculada. La anchura del techo del equipo viene determinada por la altura e inclinación de los haces de tubos y es de $1,27\text{ m}$. Por tanto, el ventilador debe de tener un diámetro menor que dicha cifra y que salve un espacio determinado con los extremos del equipo. Las dimensiones del techo son de $2,4 \times 1,27\text{ m}$ de modo que se puede recurrir a varias alternativas:

- Instalar 4 ventiladores en disposición 2 – 2 de pequeño diámetro.
- Instalar 2 ventiladores en disposición 1 – 1 de mayor diámetro.

Finalmente se ha optado por dotar al intercambiador de dos ventiladores en fila ya que al ser un equipo de potencia media no es necesario bombear elevados caudales de aire. Otro factor decisivo a la hora de elegir un modelo determinado es la eficiencia que el ventilador ofrecerá para un punto de trabajo determinado. De este modo hay que establecer un rango para la zona de operación de nuestro equipo y a partir de éste seleccionar un modelo.

Los modelos que ofrecen los fabricantes vienen acompañados de información que describe el funcionamiento del ventilador para diferentes condiciones. A la vista de los modelos que ofrecía *Ziehl – Abegg* nos decidimos por la gama *FE2owlet – ECblue*. Esta variedad de ventiladores es la indicada para la aplicación a la que vamos a destinar el dispositivo. Además ofrece un control muy amplio del régimen de giro de modo que se podrá regular fácilmente la potencia del intercambiador.

Dentro de la gama *FE2owlet – ECblue* se ha escogido una unidad con un diámetro de 910 mm . Este equipo viene recogido en una estructura metálica cuadrada de lado 1070 mm de modo que se deja libre una distancia de 101 mm con cada extremo del techo del intercambiador como se ve en la siguiente imagen:

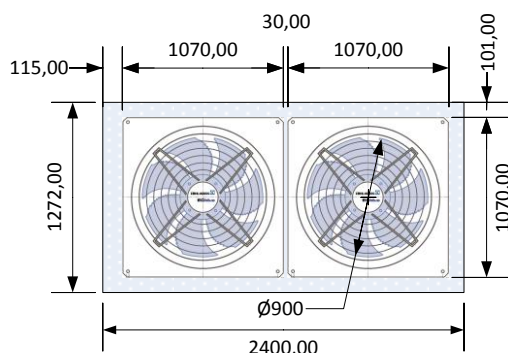


Figura 6.11. Dimensiones del techo del equipo con los ventiladores instalados. [24]

El ventilador seleccionado requiere excitación trifásica con un voltaje de entre 380 V y 480 V. Esto se debe a que los modelos con menor voltaje o conectados a una red monofásica no ofrecían elevadas cifras de potencia por lo que el caudal de aire bombeado podría no ser el requerido. Como este tipo de intercambiadores suele emplearse en ámbitos relacionados con la industria más que para un uso doméstico resulta usual contar con conexión trifásica. Para predecir el funcionamiento del ventilador seleccionado es necesaria la información característica de este modelo. A continuación se muestra la gráfica característica ofrecida por el fabricante:

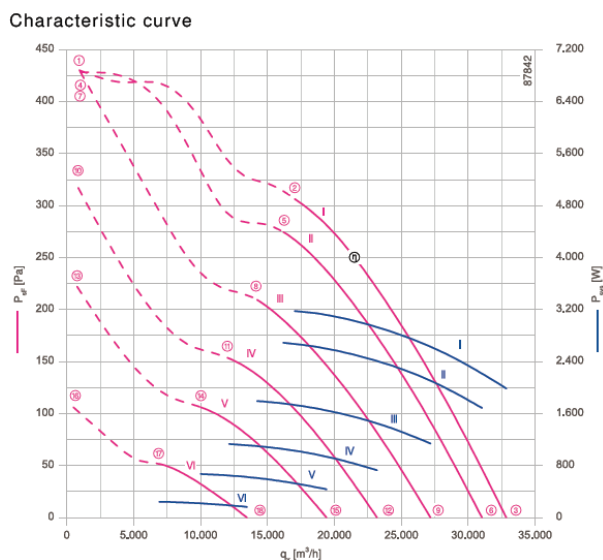


Figura 6.12. Curvas características del ventilador [26]

En la curva anterior se representan los parámetros principales de funcionamiento del ventilador como función del caudal de aire bombeado y del régimen de giro. A color rosa se puede apreciar la diferencia de presión aportada al aire que fluye a través del ventilador, en Pascales. En color azul y haciendo referencia al eje vertical derecho se muestra la potencia

requerida por el ventilador para bombear un caudal de aire con una determinada diferencia de presión. Otra característica de la imagen es que se muestran seis curvas diferentes tanto para la presión como para la potencia consumida. Esto se debe a que cada una de las curvas hace referencia a un régimen de giro diferente. Así la curva I se corresponde con la de mayor velocidad de giro y la curva VI con la menor. Otro factor a tener en cuenta a la hora de instalar un ventilador es la emisión sonora que produce. Evidentemente, al aumentar la velocidad de giro y la potencia, las emisiones sonoras son mayores. En la siguiente tabla se muestran los niveles en dB para cada uno de los puntos señalados en la curva característica así como los regímenes de giro correspondientes a cada curva:

Curva	I		II		III		IV		V		VI	
Régimen de giro (rpm)	1100		1040		910		780		650		450	
Nivel de sonoridad (dB)	95	84	93	81	89	78	84	74	78	69	68	61

Tabla 6.8. Regímenes de giro y niveles sonoros del ventilador equipado. [26]

Otra información de interés aportada por el fabricante es la ficha técnica del ventilador empleado la cual se muestra a continuación:

Ficha técnica ventilador FE2owlet-Ecblue	
Voltaje nominal	3 ~ 380 - 480 V
Frecuencia nominal (Hz)	50/60 Hz
Potencia de entrada (W)	3200
Corriente nominal (A)	5 -3,9
Clase térmica	THCL155
Temperatura mínima	35 °C
Temperatura máxima	50 °C
Número de aspas	5
Clase de protección	IP54
material aspas	aluminio sin recubrimiento
Rotor	Acero, 2 capas de pintura
Eficiencia	56,50%

Tabla 6.9. Ficha técnica del ventilador empleado [26]

Si atendemos a las curvas características del ventilador se aprecia que se puede llegar a bombear aproximadamente $32500 \text{ m}^3/h$ de aire o lo que es lo mismo $9,027 \text{ m}^3/s$. Como comprobaremos durante la simulación del equipo el caudal llega a ser del orden de esta cifra por lo que aseguramos así estar trabajando en un nivel de eficiencia similar al indicado por el fabricante.

Para poder emplear este modelo en concreto en el diseño del intercambiador es necesario obtener las expresiones matemáticas que describen el comportamiento del ventilador para unas condiciones determinadas. Estas expresiones, es decir, las ecuaciones características no son ofrecidas por el fabricante por lo que las obtenemos a partir de la gráfica presente en la figura 6.12. Para obtener estas ecuaciones se ha realizado un ajuste ingresando los puntos de cada curva (extraídos mediante *digitize2* del software Matlab) en el programa *Origin 6.1*. Con este programa se han aproximado los puntos obtenidos de las curvas de potencia consumida y de la caída de presión del ventilador a polinomios de segundo y tercer grado respectivamente. Se ha tomado esta decisión debido a que así lo sugerían las formas de las curvas, dato corroborado en el factor R^2 obtenido en los ajustes realizados. A continuación mostramos las ecuaciones características para cada una de las curvas con unidades del sistema internacional.

■ Curva I

· Presión

$$\Delta P_I(Pa) = -0.56979V_a^3 + 4.48088V_a^2 - 46.71468V_a + 483.48124 \quad (6.6)$$

· Potencia

$$P_I(W) = -49.315V_a^2 + 409.769V_a + 2346.185 \quad (6.7)$$

■ Curva II

· Presión

$$\Delta P_{II}(Pa) = -1.108V_a^3 + 13.487V_a^2 - 94.760V_a + 519.319 \quad (6.8)$$

· Potencia

$$P_{II}(W) = -46.311V_a^2 + 365.056V_a + 1986.22 \quad (6.9)$$

■ Curva III

· Presión

$$\Delta P_{III}(Pa) = -2.400V_a^3 + 30.512V_a^2 - 161.823V_a + 508.328 \quad (6.10)$$

· Potencia

$$P_{III}(W) = -36.425V_a^2 + 238.522V_a + 1424.907 \quad (6.11)$$

■ Curva IV

· Presión

$$\Delta P_{IV}(Pa) = -2.559V_a^3 + 26.819V_a^2 - 120.833V_a + 347.013 \quad (6.12)$$

· Potencia

$$P_{IV}(W) = -31.090V_a^2 + 175.635V_a + 902.352 \quad (6.13)$$

■ Curva V

· Presión

$$\Delta P_V(Pa) = -2.832V_a^3 + 25.201V_a^2 - 98.859V_a + 243.74 \quad (6.14)$$

· Potencia

$$P_V(W) = -29.038V_a^2 + 148.538V_a + 477.939 \quad (6.15)$$

■ Curva VI

· Presión

$$\Delta P_{VI}(Pa) = -3.885V_a^3 + 23.567V_a^2 - 64.608V_a + 113.627 \quad (6.16)$$

· Potencia

$$P_{VI}(W) = 17.163V_a^2 - 135.814V_a + 449.851 \quad (6.17)$$

Las ecuaciones anteriores se denominan características del ventilador. En ellas el único parámetro que aparece es V_a siendo este el gasto volumétrico bombeado en m^3/s . Evidentemente estas ecuaciones son válidas siempre que se mantengan los parámetros en los que fueron tomadas (esto es el régimen de giro de su curva correspondiente, geometría y condiciones ambientales). Como en las simulaciones que vamos a realizar en el equipo diseñado estos parámetros no tienen por qué mantenerse, habrá que aplicar las expresiones de semejanza sobre ellas. A continuación se indican las expresiones a emplear para modificar las ecuaciones anteriores y poder extrapolarlas a otros ámbitos de uso:

■ Semejanza a la expresión de la presión ΔP

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_{ref}} = \frac{\rho}{\rho_{ref}} \left(\frac{D}{D_{ref}} \right)^2 \left(\frac{N}{N_{ref}} \right)^2 \quad (6.18)$$

■ Semejanza a la expresión de la potencia P

$$\frac{P}{P_{ref}} = \frac{\rho}{\rho_{ref}} \left(\frac{D}{D_{ref}} \right)^5 \left(\frac{N}{N_{ref}} \right)^3 \quad (6.19)$$

- Semejanza a la expresión del gasto volumétrico V

$$\frac{V}{V_{ref}} = \frac{N}{N_{ref}} \left(\frac{D}{D_{ref}} \right)^3 \quad (6.20)$$

Ecuaciones en las que:

- N es el régimen de giro del ventilador en otras condiciones.
- D es el diámetro del ventilador en otras condiciones.
- ρ es la densidad en otras condiciones.

En las expresiones anteriormente expuestas el subíndice *ref* indica que ese parámetro es el de referencia acorde a la gráfica del fabricante. Si carecen de subíndice los valores se refieren a las condiciones en las que va a operar el ventilador, pudiendo ser diferentes a las originales respecto de las cuales se tomaron las curvas características. Los valores de referencia toman los siguientes valores:

- D_{ref} es igual a 0,91 m.
- N_{ref} varía según el régimen de giro de la curva correspondiente.
- ρ_{ref} no es indicado por el fabricante, se toma $1,2 \text{ kg/m}^3$ por ser un valor típico (Apuntes de la asignatura "Sistemas térmicos". Universidad Carlos III de Madrid, 2013).

Por tanto con las expresiones de referencia junto a las de semejanza somos capaces de obtener los parámetros de funcionamiento del ventilador en cualquier tipo de condiciones. A lo largo de las simulaciones los únicos parámetros que vamos a cambiar frente a los originales serán la densidad ρ y el régimen de giro N dado que el diámetro se mantiene constante.

Durante la simulación del intercambiador bajo diferentes requerimientos y condiciones ambientales hay que establecer unos límites para el ventilador. Siguiendo las instrucciones del fabricante, no se debe superar la velocidad de giro de 1100 rpm por lo que en caso de que se llegue a este régimen de giro y se requiera aún más potencia a disipar sólo se tendrá la alternativa enfriar adiabáticamente el aire de entrada. Además hay que limitar el caudal máximo que el ventilador bombeará a unos valores admisibles por el ventilador de referencia. Por ello al aplicar semejanza al caudal volumétrico en un régimen de giro determinado no se pueden superar los $9,027 \text{ m}^3/\text{s}$ que indica el gráfico como máximo. Con esto último se concluye el diseño de los parámetros necesarios del ventilador y con ello del aero refrigerador convencional. Ahora que se dispone del diseño del intercambiador se procede a implementar el sistema de pulverización gracias al cual se refrigerará adiabáticamente el aire a la entrada del dispositivo.

6.3 Diseño del sistema de pulverización

En este apartado nos disponemos a seleccionar los componentes necesarios para adaptar el equipo convencional y conseguir su funcionamiento en modo adiabático. Para ello es necesario incorporar el sistema de pulverización de agua en la superficie externa de los haces de tubos. Con éste se pretende nebulizar agua en gotas muy finas evaporándose antes de que alcancen el suelo. Los componentes necesarios son los siguientes:

- Conductos por los que circula el agua a pulverizar.
- Electroválvula que regula el paso de agua.
- *Te porta toberas*.
- Toberas (elemento que pulveriza el agua, también llamada boquilla).
- Tapón.
- Sistema de filtrado.

A continuación se muestran algunas imágenes de los componentes mencionados:



Figura 6.13. Electroválvula [7]



Figura 6.14. Filtro [10]



Figura 6.15. *Te porta toberas* [8]

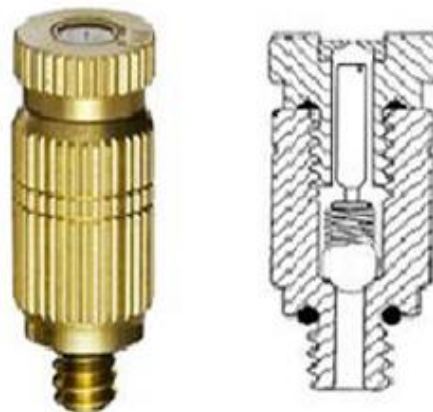


Figura 6.16. Boquilla [8]

La implementación de este sistema al aero refrigerador simple es realmente sencilla. Es recomendable que el reparto de agua pulverizada sea uniforme sobre todo el área frontal de los dos haces de tubos. De este modo se evitan irregularidades en el flujo de aire incidente y se disminuye la temperatura de todo el caudal volumétrico de aire. Para ello se distribuye el agua mediante una serie de conductos dispuestos horizontalmente como se muestra en la siguiente figura:



Figura 6.17. Aero refrigerador adiabático [14]

Dadas las dimensiones de la pequeña instalación hidráulica no se requiere una bomba. Según fabricantes (Drip & Fresh) si la presión que llega a la red doméstica es superior a 3,5 *bar* (como sucede en la gran mayoría de los casos) es suficiente para salvar las pérdidas de carga y pulverizar agua.

El primer paso es seleccionar el número de conductos que se va a instalar en cada haz. Recordamos en la siguiente imagen las dimensiones de cada matriz de tubos para proceder a la distribución de los conductos:

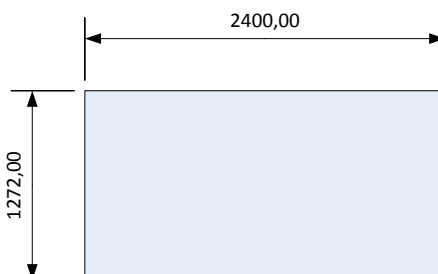


Figura 6.18. Dimensiones haz de tubos. [24]

A la vista de la geometría la mejor opción es instalar tres conductos equidistantes entre sí. Si sólo se tuvieran dos el reparto de agua es probable que no fuera uniforme dado que cada

tubería tendría que abastecer a casi 64 *cm*. En cambio, con la decisión tomada cada conducto tiene que distribuir el agua sobre menos de 48 *cm*, distancia asumible por las boquillas. Una vez se tiene el número de tubos que se va a instalar hay que determinar sus parámetros geométricos. Para construir los conductos se va a escoger por simplicidad el mismo material que en los tubos del haz del intercambiador. Además se mantendrá el espesor elegido. El parámetro que habrá que modificar es el diámetro exterior ya que éste condiciona el caudal másico que circula por el interior de los conductos el cual será menor en esta instalación que en los propios haces. Una vez más empleamos la expresión 6.4 que brinda el número de tubos en función de parámetros del fluido de proceso (el agua en este caso):

$$N_t = \frac{m_w}{A_{int} \cdot \rho_w \cdot v} \quad (6.21)$$

El gasto másico de agua será función de las necesidades del equipo. Esto es, si se requiere una humidificación muy elevada el caudal de agua será mayor. Por este motivo el dimensionado de este sistema ha de ser capaz de cumplir bajo todas las condiciones de funcionamiento. Para ello se ha recurrido a la simulación anual realizada en el apartado 9 del presente documento y se ha localizado el máximo caudal másico de agua aportado al aire de entrada. El día 2 de Agosto de 2012 a las 13:00 con una temperatura de 34,3 °C y una humedad relativa de $\phi = 10,8 \%$ se registró un caudal pulverizado total de 0,1369 *kg/s*. Por este motivo se dimensiona la instalación para estas condiciones de trabajo y así aseguramos que siempre cumplirá con los requisitos del equipo. Para elegir un diámetro externo nos remitimos de nuevo a la tabla 6.1 en la que se muestran los diámetros nominales. El diámetro se ha de escoger de modo que el caudal que circule por los seis tubos (tres dispuestos en cada haz) sea el indicado anteriormente. Así mismo hay considerar la velocidad con que el agua recorre los tubos, siendo menor que 1,8 *m/s* por los motivos que ya vimos. Con todas las premisas anteriores se realizan diferentes pruebas y determinamos que el diámetro exterior será de 1/4" (6,35 *mm*). Por tanto el diámetro interno se calcula como sigue:

$$D_i = D_e - 2 \cdot e = 4,95 \text{ mm}$$

Con el dimensionado realizado nos aseguramos de que el sistema es capaz de nebulizar agua bajo todas las condiciones de funcionamiento. Una vez se tienen los conductos dispuestos de manera horizontal hay que establecer la distancia existente entre las *Tes* porta toberas. Los fabricantes de este tipo de dispositivos (Drip & Fresh) recomiendan una distancia entre boquillas pulverizadoras de unos 50 *cm*. Si se instalan un total de cuatro toberas por conducto el espacio que salvan entre ellas es de 60 *cm* por lo que interesa introducir una tobera más, haciendo un total de cinco. De este modo se tiene en cada uno de los conductos cinco toberas dispuestas como se muestra a continuación:

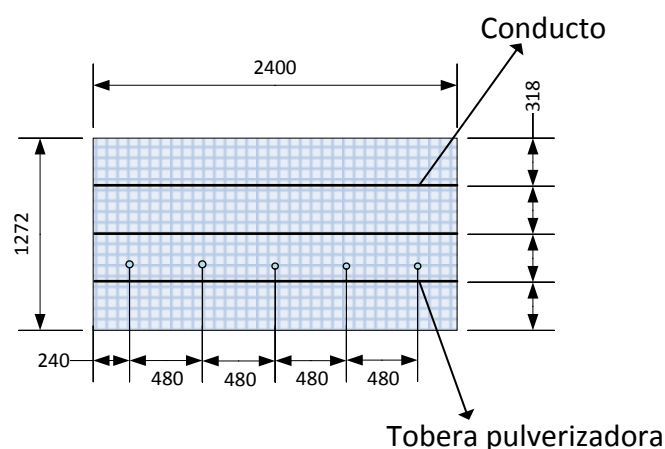


Figura 6.19. Disposición de las toberas pulverizadoras en los conductos. [24]

En este tipo de instalaciones hidráulicas es recomendable un sistema de filtración de agua a la entrada. Esto se debe a que los pulverizadores están provistos de cavidades con un diámetro sumamente estrecho por lo que se podrían bloquear ante impurezas existentes en el agua. Al final de cada conducto se impide el flujo de agua mediante un tapón, asegurando así que todo el flujo que ingresa es pulverizado. El último componente del que consta este sistema es la electroválvula. Ésta se encarga de permitir el paso de agua a los conductos, es decir, de activar el aero refrigerador en modalidad adiabática.

Como se ha visto en el diseño de la instalación el dimensionado se ha realizado suponiendo el mayor flujo de agua a pulverizar posible. Evidentemente en la vida operativa del equipo sólo en contadas ocasiones se demandará este caudal, siendo menor en la mayoría de las situaciones. Para regular el nivel de nebulización de agua se dispone de una válvula instalada a la entrada de cada uno de los seis conductos de modo que se puede bloquear el flujo a través de ellos. De este modo si se requiere una cantidad baja de agua pulverizada se pueden bloquear los conductos superior e inferior, activando únicamente el existente a la altura media del haz. Con esto se concluye el diseño físico del equipo junto con el sistema de pulverización añadido. Ahora nos proponemos realizar una aproximación de la inversión necesaria para realizar la modificación sobre el equipo convencional. Para ello tenemos que obtener el precio de los diferentes componentes añadidos al equipo para lo que nos dirigimos a los catálogos de diferentes fabricantes. En la siguiente tabla se indican los materiales necesarios junto al importe requerido para obtenerlos:

Material	Cantidad	Precio unitario [Referencia]	Precio
Tubería de cobre 1/2	14,4 m	33,78 € rollo 15 metros [5]	33,78 €
Electroválvula	1	7 € [19]	7,00 €
Válvula	4	4,86 € [20]	19,44 €
Te portatoberas	30	6,47 € [8]	194,10 €
Tobera	30	5,51 € [8]	165,30 €
Tapón	6	1,13 € [16]	6,78 €
Sistema de filtrado	1	43,46 € [8]	43,46 €
Precio total			469,86 €

Tabla 6.10. Importe del material empleado [26]

Por tanto vemos que por un importe aproximado de 470 € se podría realizar la instalación estudiada. Tras ello se procede a mostrar los pasos realizados en la implementación del *software* que simulará el funcionamiento operativo de los dos equipos diseñados trabajando bajo ambas modalidades.

7 Diseño del programa

En el apartado anterior se ha visto todo el procedimiento llevado a cabo para diseñar físicamente el equipo. A lo largo del esquema de diseño seguido se ha hecho referencia a parámetros correspondientes al diseño del programa como pueden ser límites de correlaciones etc. Esto es necesario dado que el diseño físico ha de complementarse con los modelos y correlaciones existentes para poder así analizar el comportamiento del equipo diseñado. El objetivo de este apartado es obtener un programa el cual proporcione los parámetros de funcionamiento del equipo tras introducir las características ambientales y requisitos de funcionamiento. Durante el presente apartado se va a mostrar el procedimiento llevado a cabo para obtener el software que ha permitido llevar a cabo las simulaciones de los equipos diseñados. De este modo se podrá analizar las diferencias operativas entre el empleo o no del sistema de pulverización implementado.

A pesar de ser la enfriadora y la condensadora intercambiadores refrigerados por aire de una naturaleza similar se ha decidido abordarlos por separado ya que hay diferencias a la hora de calcular parámetros en la transferencia de calor ocurrida. El software creado se ha realizado con el programa informático Matlab. Para hacer el desarrollo del mismo más visual se ha creado una *GUI* (Interfaz Gráfica de Usuario). La *GUI* consta de una serie de ventanas y menús que facilitan la introducción de los datos necesarios para llevar a cabo la simulación. En los apartados sucesivos se explicará inicialmente la secuencia de cálculo seguida por los programas diseñados además de las ecuaciones utilizadas para ello. Después de analizar la programación del software se mostrarán las ventanas que los mismos programas lanzan al usuario para interactuar con éste y llevar a cabo la simulación mostrando así los resultados obtenidos.

7.1 Programa para la enfriadora

Para abordar la explicación del diseño del programa se va a exponer primero de una manera más general y esquemática los pasos tomados para luego entrar más en detalle en cada una de las fases del diseño. Hay ciertos pasos que son comunes para la enfriadora y la condensadora, por lo que se incluirán una sola vez. A continuación se muestra un diagrama de flujo con los pasos seguidos para diseñar el software que simulará este equipo:

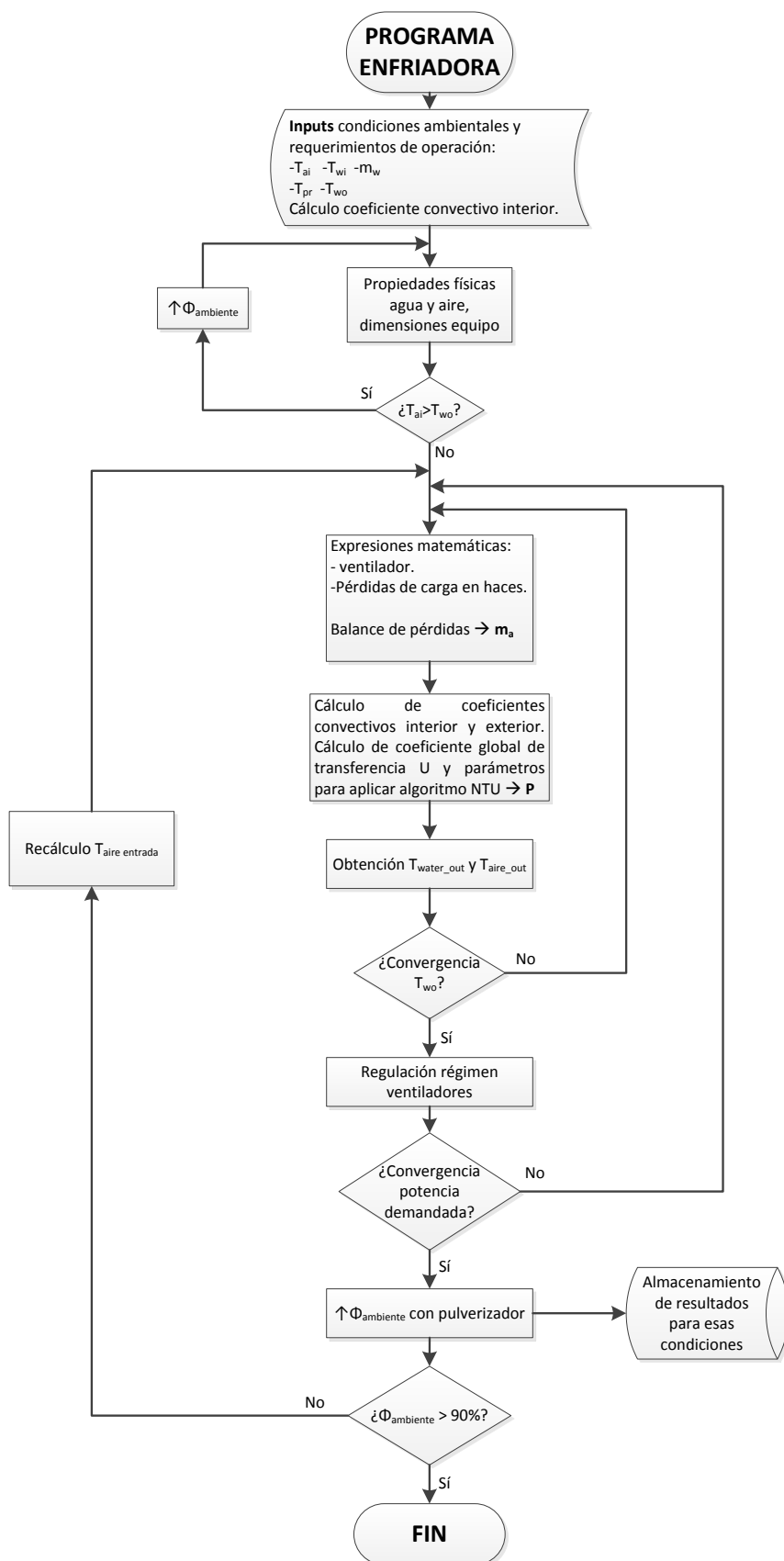


Figura 7.1. Diagrama de flujo del diseño del programa de la enfriadora. [24]

En el diagrama anterior se muestra el proceso que sigue el programa diseñado para simular la situación que se proponga en la enfriadora. Como se puede ver lo primero que se realiza es solicitar al usuario las características ambientales siendo éstas las temperaturas de bulbo seco y de punto de rocío. Se ha escogido la temperatura de rocío como input en lugar de la de bulbo húmedo por la facilidad que aporta a la hora de situarse en el gráfico psicrométrico. Tras insertar las condiciones ambientales se piden las temperaturas de entrada y salida y el caudal de agua a refrigerar. Estos datos serán los que proporcionen la potencia nominal a cumplir por la refrigeradora. En el campo existente para introducir el caudal hay una nota en la que se indican los límites superior e inferior de gasto másico a introducir. Estos límites se corresponden con la mínima y máxima velocidad con la que el fluido recorrerá los tubos, velocidades las cuales fueron determinadas durante el diseño del equipo.

A continuación se van a explicar los procesos realizados por el software en cada etapa del programa para obtener los resultados finales. El programa realiza los cálculos siguiendo una serie de bucles iterativos en cada uno de los cuales se desarrolla un conjunto de cálculos hasta llegar a convergencia. En resumen, el funcionamiento del programa se basa en la estimación inicial de parámetros para obtener de modo iterativo el valor correcto de dicho parámetro. La estructura general del programa y de los bucles que lo forman sigue el siguiente esquema:

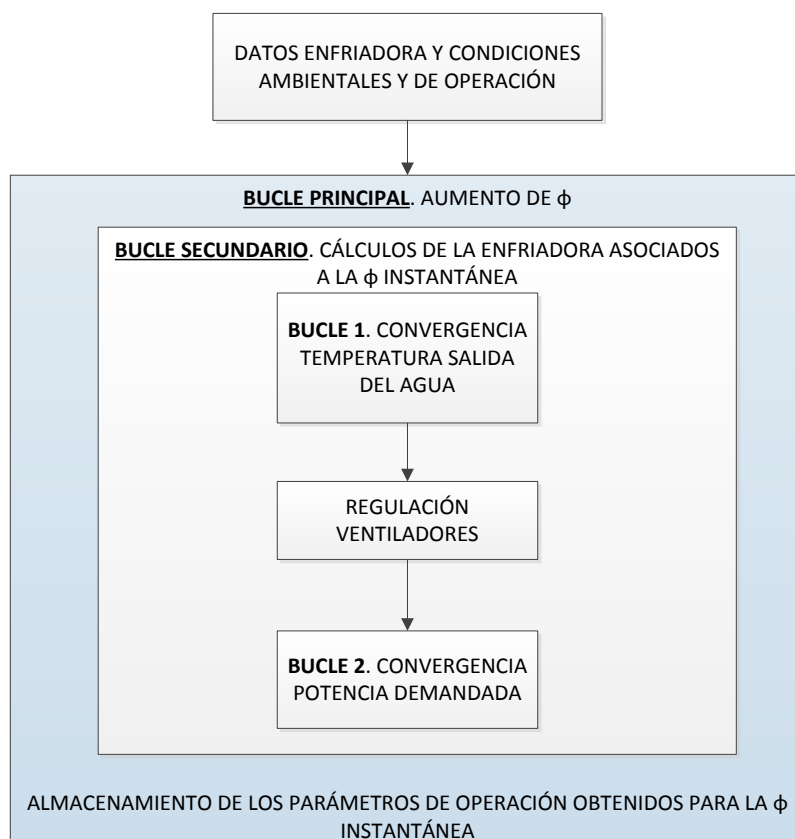


Figura 7.2. Bucles que forman el software. [24]

A la vista del esquema expuesto, los bucles que incluye el programa necesitan las condiciones del aire ambiente a la entrada y los requisitos de operación del equipo. Dicha información es ingresada por el usuario al inicio del programa pero a partir de ésta es necesario obtener el resultado de la simulación. Del aire que ingresa al equipo se dispone de su temperatura de bulbo seco y de punto de rocío. A partir de las mismas hay que obtener el resto de propiedades psicrométricas para caracterizar por completo el aire ambiente y poder así continuar con los cálculos del programa.

Condiciones ambientales a la entrada. Psicrometría.

Al introducir en el programa las temperaturas de bulbo seco y de punto de rocío se dispone de la información necesaria para situar las condiciones del aire de entrada en un diagrama psicrométrico. El programa realizado se sirve de las expresiones matemáticas que rigen la física de la psicrometría para determinar las características del aire ambiente. Con la información aportada al programa si nos localizáramos nosotros en un diagrama psicrométrico sin ayuda de ecuaciones seguiríamos la siguiente trayectoria:

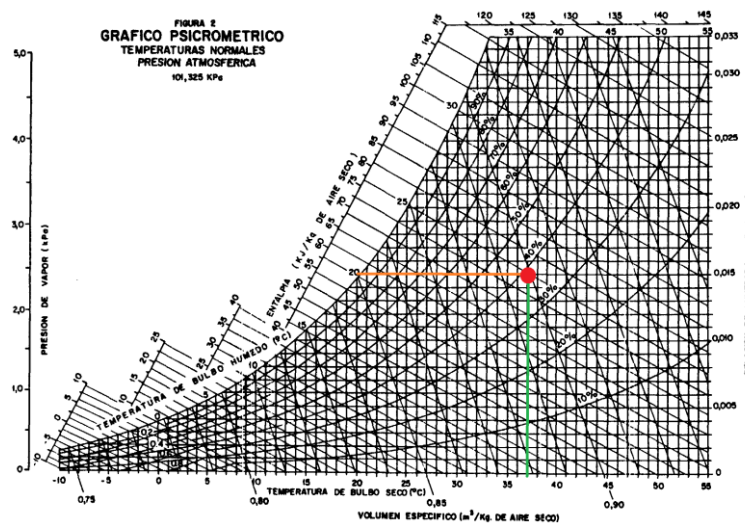


Figura 7.3. Situación condiciones ambientales en un diagrama psicrométrico. [1]

Si la temperatura de rocío fuera de 20 °C y la de bulbo seco de 37 °C las condiciones del aire a la entrada vendrían determinadas por la intersección de las rectas horizontal y vertical formadas respectivamente por cada temperatura. El programa inicialmente se sirve de la temperatura de punto de rocío para calcular la humedad específica en condición de saturación la cual es coincidente con la humedad específica del aire que ingresa. Es decir, en lenguaje matemático se emplean las siguientes expresiones:

$$w_{ai} = w_{sw} (P_{vs}(T_{pr}))$$

$$P_{vs} = 2,368745 \cdot 10^{11} \cdot e^{\frac{-5406,1915}{T}} \quad (7.1)$$

$$w_{sw} = 0,622 \cdot \frac{P_{vs}}{P - P_{vs}} \quad (7.2)$$

Dónde:

- T_{pr} es la temperatura del punto de rocío.
- P_{vs} es la presión de vapor saturado.
- P es la presión del aire ambiente.
- w_{sw} es la humedad específica del aire ambiente en condición de saturación.
- w_{ai} es la humedad específica del aire a la entrada.

Con la humedad específica del aire a la entrada w_{ai} ya se puede obtener la humedad relativa existente en el aire ambiente ϕ . Ésta se define matemáticamente como se indica a continuación:

$$\phi = \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right)_T \quad (7.3)$$

Expresión en la que sólo se desconoce la presión de vapor P_v calculándose como sigue:

$$P_v = \frac{P \cdot w_{ai}}{0,622 + w_{ai}} \quad (7.4)$$

De este modo el programa ya puede obtener la humedad relativa del aire que ingresa al equipo. Como ya se comentó en el apartado 4, el valor de éste parámetro es de vital importancia en la capacidad de mejora aportada por el sistema de enfriamiento adiabático. Tras estos cálculos el programa podría comenzar el bucle principal. Antes de ello se determinará el coeficiente convectivo del agua que recorre el interior de los tubos. Éste tiene influencia en la transferencia de calor que se dará en el intercambiador. Primero se declararan las expresiones que brindan las propiedades físicas del aire y del agua en función de su temperatura. Están disponibles en el apéndice 1 para consultarlas. Con ellas procedemos a calcular el coeficiente convectivo h_w del agua. Para ello hacemos uso de la siguiente correlación (Apuntes de la asignatura "Sistemas térmicos". Universidad Carlos III de Madrid, 2013):

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (7.5)$$

Expresión en la que:

- Re es el número de Reynolds asociado al agua.
- Pr es el número de Prandtl del agua.

La definición de ambos se brinda a continuación:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu} \quad Pr = \frac{\mu \cdot c_{p_w}}{K}$$

Números adimensionales que se calculan empleando las propiedades físicas del agua que se obtuvieron con las correlaciones del apéndice 1. Además es necesario calcular la velocidad con la que el agua recorre el interior de los tubos para calcular el número de Reynolds. Dicha velocidad se calcula como sigue:

$$v = \frac{\dot{m}_w}{N_t \cdot A_{int} \cdot \rho} \quad (7.6)$$

Como ya se vio en el proceso de diseño del haz de tubos esta velocidad debe de encontrarse en el rango comprendido entre 1 y 1,75 m/s. Este hecho se asegura dado que al pedir al usuario el gasto másico de agua a refrigerar se establecen unos límites para que la velocidad se encuentre en dicho rango. Con los cálculos realizados el software está ya en disposición de comenzar a iterar en el bucle principal.

7.1.1 Bucle principal

El bucle principal realiza la simulación al completo de la enfriadora dadas las condiciones ambientales a la entrada. Como ya se ha comentado anteriormente, en el presente trabajo se pretende estudiar la operación del equipo empleando el enfriamiento adiabático del aire. Por ello el bucle principal no se limita a simular la enfriadora en las condiciones que ingresa el aire al equipo sino que lo realiza también a medida que se aumenta la humedad relativa ϕ a la entrada. Por tanto la secuencia llevada a cabo es el siguiente:

- 1.- Condiciones del aire ambiente en condiciones nominales.
- 2.- Simulación de la enfriadora en estas condiciones.
- 3.- Aumento de la humedad relativa del aire, recálculo de parámetros y simulación.

De este modo la primera simulación realizada en condiciones nominales arroja los resultados de una enfriadora convencional sin la instalación del sistema de enfriamiento adiabático. Después de esta primera simulación, se activan los pulverizadores refrigerando así el aire a la entrada. Según la cantidad de agua pulverizada se aumenta en mayor o en menor grado la humedad relativa del aire. Cuanto más agua sea pulverizada mayor es el incremento de la humedad relativa ϕ y más notable es la bajada de temperatura conseguida en el aire. Evidentemente hay que establecer un límite de la humedad relativa ϕ máxima que se puede obtener. Este parámetro se mueve en el rango 0 – 100%, siendo el 100% condiciones de aire saturado. Si la pulverización de agua se realiza correctamente se puede alcanzar un valor de $\phi \approx 95\%$ aproximadamente. Para realizar los cálculos sobre seguro se ha escogido como valor máximo de humedad relativa $\phi = 90\%$.



Con todo esto, el programa almacena los resultados que se obtuvieron sin emplear el sistema de pulverización y comienza a aumentar progresivamente ϕ hasta el valor máximo fijado. Para cada uno de los valores tomados por la humedad relativa el programa almacena también los resultados ofrecidos por la enfriadora para poder analizar así la evolución de los parámetros de funcionamiento y su dependencia con ϕ .

7.1.2 Bucle secundario

Dentro del bucle principal en el que se aumenta progresivamente la humedad relativa del aire ambiente y se almacenan los resultados para cada valor de ésta, se encuentra el bucle secundario del programa. Éste es el encargado de realizar los cálculos correspondientes a los procesos de transferencia de calor ocurridos en el intercambiador. En el interior del bucle secundario se encuentran otra serie de sub - bucles iterativos (bucles 1 y 2) que realizan la convergencia de los parámetros de operación del equipo. En el primero se realiza el cálculo y convergencia de la temperatura de salida del agua una vez refrigerada y en el segundo la convergencia de la potencia demandada. Llegar a la convergencia de ambos parámetros es necesario dado que los valores iniciales de los que se parte (las temperaturas de salida del agua y del aire, condicionando ambas la potencia del equipo) son estimaciones sin contrastar. A continuación describimos el proceso de cálculo llevado a cabo en cada uno de los sub - bucles.

7.1.3 Bucle 1

En esta fase del programa se calculan las condiciones del agua a la salida de la refrigeradora teniendo como información las condiciones ambientales y de operación introducidas por el usuario. En un inicio el programa desconoce la temperatura a la que saldrá el agua del intercambiador por lo que se supone un valor de partida. Con este dato el bucle realiza los cálculos correspondientes y comprueba que la temperatura supuesta inicialmente coincide con la obtenida. Si existe una diferencia mayor a $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ se considera que el error cometido es elevado y se vuelve a iterar, procediendo así hasta la convergencia de la temperatura de salida del agua. Evidentemente las condiciones del agua a la salida del equipo dependen de los parámetros de operación del intercambiador. Esto es, si el flujo de aire que es forzado sobre los tubos es muy elevado se favorece la bajada de temperatura del agua. Por tanto si se desea conocer los resultados de la refrigeración conseguida es necesario calcular el resto de parámetros que influyen en ésta.

Para realizar la secuencia descrita, lo primero que se comprueba en este bucle es si la temperatura del aire ambiente es superior a la temperatura a la que se pretende enfriar el agua. Si esto es cierto, el proceso es físicamente imposible teniendo como única opción enfriar adiabáticamente el aire. De este modo se aumenta progresivamente la humedad relativa del aire que ingresa al equipo hasta el punto en que su temperatura se iguale a la deseada en el agua a la salida. En estas condiciones la transferencia de calor es posible en el sentido deseado (esto es del agua al aire circundante) y se continúa con los cálculos. Tras este paso se procede a calcular las propiedades físicas del aire que ingresa al equipo así como la temperatura del

mismo si se refrigera adiabáticamente. Este proceso se repite al inicio del bucle 1 para considerar así el efecto que tiene la variación de la temperatura en las propiedades físicas del aire. Una vez se han calculado las propiedades del aire se pretende obtener el gasto másico de éste que fluye por la superficie de los haces de tubos. Como ya se indicó su valor resulta fundamental en los resultados obtenidos en la refrigeración. La obtención del gasto másico de aire \dot{m}_a deriva del balance de las pérdidas de carga ocurridas a lo largo del flujo del mismo por el intercambiador. Los ventiladores instalados en el techo del equipo establecen una diferencia de presión la cual fuerza al aire a seguir la trayectoria deseada. A su paso el aire se encuentra con determinados elementos que lo frenan y le hacen perder presión por lo que el gasto másico final resulta del equilibrio entre la presión aportada por los ventiladores y las pérdidas ocurridas. En el modelo matemático que se ha incluido en el software el gasto másico de aire se obtiene de la resolución del siguiente balance:

$$Presión_{ventiladores} = Pérdidas_{haz} + Pérdidas_{entrada} \rightarrow \dot{m}_a \quad (7.7)$$

Así se ve que la presión aportada por los ventiladores ha de ser igual a las pérdidas de carga sucedidas en el flujo de aire. Cada uno de los parámetros existentes en el balance anterior son función de \dot{m}_a de modo que se tiene una ecuación con una sola incógnita. A continuación procedemos a explicar la forma de cada uno de los sumandos del balance.

- Presión aportada por los ventiladores

Para obtener la diferencia de presión establecida por ambos ventiladores nos remitimos a las curvas ofrecidas por el fabricante (figura 6.12). De estas curvas se obtuvieron las ecuaciones 6.6 – 6.17 correspondientes para determinar así la presión aportada por los ventiladores dados el gasto másico de aire y el régimen de giro de los ventiladores. Como ya se vio hay un total de seis curvas de presión con sus seis ecuaciones correspondientes, cada una de ellas asociadas a una velocidad de giro determinada. Como ya se indicó en el apartado 6.2.2 puede darse el caso de que el ventilador opere bajo unas condiciones diferentes a las que el fabricante indicó en sus curvas características en cuyo caso aplicábamos semejanza. Para hacer el código del programa más limpio y ordenado se ha creado una función la cual es llamada por el programa principal. Esta función toma una serie de inputs y realiza los cálculos necesarios para devolver al programa principal la diferencia de presión aportada al aire. Los parámetros que requiere esta función son la densidad del aire a la salida ρ_o (dado que es en las condiciones en las que opera el ventilador por tratarse de un equipo inducido) el régimen de giro N_f y el caudal volumétrico de aire \dot{V}_a . Éste último se define como sigue:

$$\dot{V}_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\rho_o}$$

El factor 1/2 se introduce debido a que hay dos ventiladores por lo que el gasto de aire se reparte entre ambos. Como se puede apreciar la función que calcula la presión aportada por los ventiladores requiere como input el propio gasto másico de aire, incógnita que se pretende calcular con el balance de pérdidas de carga expuesto anteriormente. El modo de operar de la

función que calcula la presión aportada por los ventiladores es simple. Con los inputs recogidos del programa principal (\dot{V}_a, N_f, ρ_o) se emplean las ecuaciones características. Sobre las mismas se aplica semejanza para adecuarnos a las condiciones en las que se está trabajando. Hemos visto que hay un total de seis ecuaciones, una para cada régimen de giro del ventilador. Es posible que la velocidad de giro en determinadas condiciones no coincida con ninguna de las seis ofrecidas por el fabricante. Por este motivo la función creada toma el régimen de giro del ventilador y se sitúa automáticamente sobre aquella ecuación cuya velocidad de giro sea más próxima al de operación. Como ejemplo se tiene que si el ventilador gira a 1050 *rpm* la función aplicará semejanza sobre la ecuación obtenida correspondiente a 1040 *rpm*, siendo la más cercana. Con este procedimiento ya se dispone de la parte izquierda del balance de pérdidas en función de la incógnita \dot{m}_a .

- Pérdidas de carga en el haz de tubos.

Los haces de tubos dispuestos a cada lado del intercambiador suponen un gran impedimento al aire forzado por los ventiladores. Como ya se vio los tubos están rodeados por una superficie aleteada que a pesar de maximizar la transferencia de calor, perjudica en lo que a pérdidas de carga se refiere. Además se cuenta con otros elementos como los *corbels* (Figura 6.3) los cuales guían al aire en la dirección deseada a costa de elevar también las pérdidas de presión. Estas pérdidas hay que modelarlas matemáticamente para poder así implementarlas en el programa y operar con ellas. En la literatura se encuentran multitud de correlaciones obtenidas de manera experimental las cuales proporcionan la caída de presión del aire al fluir por un haz de tubos. Existen muchas dado que la variedad en la disposición geométrica de los haces es inmensa. Por ello en las correlaciones disponibles en la teoría se establecen unos rangos de validez dentro de los cuales los resultados que arrojan son bastante fieles a la realidad. En nuestro caso que ya se tienen las características principales del haz de tubos se tiene que buscar una correlación que sea válida. Tras buscar sobre todo en dos fuentes de información (Kröger, 2004), (Hewitt) se ha escogido la correlación incluida en el libro referente a la segunda cita la cual fue obtenida por la *Engineering Sciences Data Unit* en 1984, se indica a continuación:

$$K_f = 4,567 \cdot Re^{-0,242} \cdot \left(\frac{A_{total}}{A_{tubos}}\right)^{0,504} \left(\frac{P_1}{D_r}\right)^{-0,376} \left(\frac{P_2}{D_r}\right)^{-0,546} \quad (7.8)$$

Dónde:

- A_{total} es el área de toda la superficie del haz de tubos.
- A_{tubos} es el área de los tubos si no dispusieran de aletas.
- P_1 y P_2 son las separaciones establecidas en la disposición de los tubos en el haz.
- D_r es el diámetro externo de los tubos teniendo en cuenta la base de las aletas.
- Re es el número de Reynolds del aire asociado a la velocidad máxima.

El número de Reynolds se define como se muestra a continuación:

$$Re = \frac{V_{m\acute{a}x} \cdot D_r \cdot \rho}{\mu} \quad (7.9)$$

Para lo cual es necesario obtener la velocidad máxima del aire. Su cálculo se realiza en la sección mínima de paso del haz de tubos, procediendo como sigue:

$$S_{min} = N_t \cdot Long \cdot \left\{ P_1 - D_r - \frac{2wh}{(s+w)} \right\} = 2,36 \text{ m}^2 \rightarrow V_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{m}_a}{\rho \cdot S_{min}}$$

Todos los parámetros que se han incluido en las expresiones anteriores han sido definidas anteriormente, siendo en su mayoría características geométricas del haz de tubos y las aletas. Según la fuente de la que se ha tomado la correlación, su aplicación es válida siempre y cuando el número de Reynolds se encuentre entre $5 \cdot 10^2$ y $5 \cdot 10^4$. A lo largo de las simulaciones realizadas se ha comprobado que este parámetro se encuentra en el interior de este rango. Con todo esto ya estamos en condiciones de calcular la constante de pérdidas en el haz de tubos K_f . A esta constante hay que realizarle una serie de ajustes dadas las características del haz empleado. Para empezar K_f contempla únicamente los tubos existentes en un paso y nosotros contábamos con cuatro. Además tampoco se ha tenido en cuenta la disposición geométrica establecida entre dichos pasos, efecto contemplado por el factor σ . De este modo la corrección realizada sobre K_f se realiza como sigue:

$$K_{haz} = 1 + \sigma^2 + N_{pasos} \cdot K_f \quad (7.10)$$

Expresión en la que no se ha definido σ . El valor que toma este parámetro se calcula del siguiente modo:

$$\sigma = \frac{P_1 - D_r - \frac{2hw}{(w+s)}}{P_1} \quad (7.11)$$

Con la ecuación 7.10 se puede formar ya el segundo factor de la ecuación del balance de pérdidas para obtener el gasto de aire que fluye por el intercambiador.

- Pérdidas a la entrada del equipo.

Finalmente queda por modelar matemáticamente la caída de presión ocurrida a la entrada del intercambiador. Para ello no hay unas correlaciones definidas dado que su valor es por lo general pequeño en comparación a las pérdidas entorno al haz de tubos. Por tanto para elegir un valor de esta constante de pérdidas se ha recurrido a ejercicios realizados en clase (Apuntes de la asignatura "Sistemas térmicos". Universidad Carlos III de Madrid, 2013) y se ha establecido un valor de $K_m = 1,7$. Hay que tener en cuenta que las dos constantes de pérdidas que hemos introducido (K_{haz} y K_m) son adimensionales por lo que hay que realizar el cálculo siguiente para proporcionar las unidades de presión:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_{haz/m} \cdot K_{haz/m} \quad (7.12)$$

Siendo $V_{haz/m}$ la velocidad correspondiente en cada situación (esto es a la entrada del equipo o en la sección mínima de paso del haz de tubos).

Con lo expuesto anteriormente ya estamos en condiciones de obtener el gasto másico de aire que circula por el interior del equipo. Para ello el programa resuelve el balance de pérdidas de carga 7.7 el cual comprende la función programada que calcula la presión aportada por los ventiladores. Tras resolverlo se obtiene \dot{m}_a y \dot{m}_{a2} , siendo éste último el gasto de aire en el caso de activar los pulverizadores a la entrada del dispositivo. Si no se activan, \dot{m}_a y \dot{m}_{a2} toman el mismo valor. Se calculan los dos gastos másicos para poder comparar posteriormente el comportamiento del equipo funcionando tanto en seco como en húmedo. Ahora que el gasto másico de aire es conocido (para las condiciones de simulación existentes en ese instante) el siguiente paso es realizar los cálculos necesarios que dictarán el comportamiento de los procesos de transferencia de calor llevados a cabo. Con ello se podrán determinar los resultados de la refrigeración del caudal de agua que se pretende enfriar.

Cálculos correspondientes a la transferencia de calor

Al inicio del programa se calculó el coeficiente convectivo del agua que recorre el interior de los tubos. Para cuantificar la transferencia de calor ocurrida se necesita también el coeficiente convectivo del aire que fluye por el entorno de los tubos. Al igual que para obtener las pérdidas de carga en el haz de tubos, para el cálculo de los parámetros que determinan la transferencia de calor se dispone de correlaciones. Análogamente hay que buscar una correlación la cual se adapte a las condiciones en las que opera el equipo diseñado. Esto es, que se respeten los rangos de validez establecidos. Una vez más, se ha recurrido a la misma fuente (Hewitt) en la que se brindan diferentes correlaciones con rangos de validez distintos. Como ya se vio en el apartado 6.2.1 en el que se realizó el diseño de la superficie aleteada, ya se tuvo en cuenta el límite establecido por la correlación escogida de modo que nos aseguramos así de su validez al emplearla. Esta correlación se muestra a continuación:

$$\overline{Nu} = 0.242 \cdot Re^{0.688} \cdot \left(\frac{S}{h}\right)^{0.297} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{0.091} \cdot Pr^{1/3} \cdot F_1'' \cdot F_2'' \quad (7.13)$$

En la expresión anterior vemos que aparecen parámetros característicos de las dimensiones de los componentes del haz. También se incluye el número de Reynolds el cual se define del mismo modo que en la correlación correspondiente a las pérdidas de carga producidas en el haz. Hay además otro parámetro adimensional presente, el número de Prandtl que empleando las propiedades físicas del aire se define como sigue:

$$Pr = \frac{\mu_a \cdot c_{pa}}{K_a} \quad (7.14)$$

Finalmente se encuentran en la correlación unos factores F_1'' y F_2'' los cuales alteran el valor del número de Nusselt. Su significado:

- F_1'' tiene en cuenta la variación de las propiedades del fluido que circula por el entorno de las aletas. En el caso de gases se puede aproximar a la unidad.
- F_2'' tiene en cuenta el número de pasos presentes en el haz de tubos, aumentando a medida que se emplean más. A partir de cuatro pasos el valor de F_2'' es igual a la unidad.

Con todo lo anterior se podría proceder a obtener el número de Nusselt cuya definición nos brinda el coeficiente convectivo de la superficie aleteada si las aletas tuvieran eficiencia igual a la unidad. Hay que tener en cuenta que las aletas al ser una extensión sobre la superficie exterior de los tubos no se encuentra toda su área a la misma temperatura, por lo que la transferencia de calor empeora. Al haber calculado el número de Nusselt mediante la correlación 7.13 se puede calcular el coeficiente convectivo inicial del aire (que se verá modificado posteriormente por el aumento de área gracias a las aletas y por la ya comentada eficiencia):

$$h'_e = \frac{K_{aluminio}}{D_r} \cdot \overline{Nu} \quad (7.15)$$

La eficiencia de la superficie aleteada se calcula como sigue:

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\sqrt{2h'_e/wK_{al}} \cdot \psi\right)}{\sqrt{2h'_e/wK_{al}} \cdot \psi} \quad (7.16)$$

Expresión en la que:

$$\psi = \frac{D_r}{2} \cdot \left(\frac{D_f}{D_r} - 1\right) \left(1 + 0.35 \log \frac{D_f}{D_r}\right) \quad (7.17)$$

Como ya se ha comentado la eficiencia de las aletas corrige el coeficiente convectivo debido a que la temperatura no es constante a lo largo de su superficie. A la vista de la expresión 7.16, si se fija una disposición geométrica como ya hemos realizado, η_f depende únicamente del coeficiente convectivo h_e . El factor K_{al} es la conductividad térmica de material de las aletas, aluminio (205 W/mk). A continuación se representa la evolución de la eficiencia de las aletas al incrementar h_e .

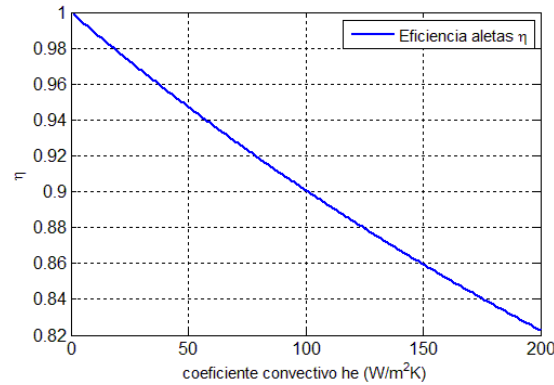


Figura 7.4. Evolución de la eficiencia de las aletas con el coeficiente convectivo. [12]

Se puede apreciar que a medida que el coeficiente convectivo exterior aumenta la eficiencia de la superficie aleteada cae. Este comportamiento tiene sentido dado que si h_e aumenta, lo hace también la transferencia de calor por lo que es más complicado mantener una temperatura constante desde la base de cada aleta a su extremo. En nuestro caso de estudio, la eficiencia varía según las condiciones de simulación, aunque en la mayoría de las aplicaciones su valor es superior al 90 %.

Con todo esto estamos en disposición de calcular el coeficiente convectivo real de la superficie al completo del haz de tubos:

$$h_e = h'_e \underbrace{\left(\frac{\eta_f A_f + A_w}{A_{total}} \right)}_{\text{contribución de la eficiencia}} \underbrace{\frac{A_{total}}{A_{tub}}}_{\text{contribución del aumento de área}} \quad (7.18)$$

Tras ver la definición realizada para h_e se aprecia que incluimos una corrección debida al aumento de área al insertar las aletas. Este hecho hay que considerarlo a la hora de elegir el área por el cual se multiplicará h_e al calcular el coeficiente global de transferencia de calor U .

Una vez se dispone del coeficiente convectivo del aire el siguiente paso es calcular el coeficiente de transferencia de calor global U del proceso. Éste será de utilidad para obtener la temperatura del agua a la salida del equipo y cerrar así los cálculos necesarios para la obtención de los resultados. Definimos U como se muestra a continuación, relativo al área exterior de los tubos:

$$U = \left(\frac{A_{tubos}}{A_{int} \cdot h_w} + \frac{1}{h_e} + \frac{A_{tubos} \cdot \log\left(\frac{D_r}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu} \cdot Long \cdot N_{pasos} \cdot N_{tubos}} \right)^{-1} \quad (7.19)$$

Ahora que se ha calculado el coeficiente global de transferencia de calor U se puede aplicar el procedimiento para obtener la temperatura de salida del agua enfriada. Para ello tenemos que recordar la naturaleza del intercambiador que se ha diseñado. Al tratarse de un intercambiador que opera en flujo cruzado y no darse en el mismo un cambio de fase, hay que recurrir a una serie de gráficas que determinan su comportamiento según un conjunto de parámetros. Al disponer los haces de tubos de cuatro pasos, la gráfica a la que responde el intercambiador es la siguiente:

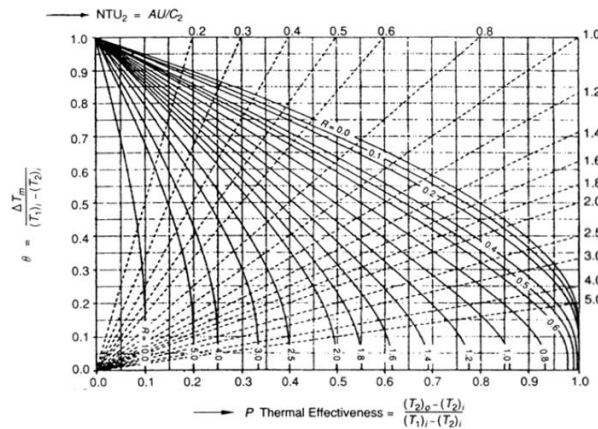


Figura 7.5. Gráfica intercambiador flujo cruzado 4 pasos [2]

Con la ayuda de esta gráfica y de los parámetros obtenidos hasta el momento podemos determinar las condiciones del agua y el aire resultantes tras el proceso de refrigeración. Los parámetros en los que estamos interesados de la figura anterior son NTU , P y R . El primero de ellos vemos que se define como sigue:

$$NTU = \frac{A_{tubos} \cdot U}{C_2} \quad (7.20)$$

Expresión en la que desconocemos C_2 . Esta constante expresa la capacidad calorífica que tiene cada uno de los fluidos del intercambiador. Se puede apreciar que las variables del gráfico tienen unos subíndices 1 y 2. Éstos hacen referencia al fluido, siendo respectivamente el aire que extrae el calor y el agua que se refrigera. De esta manera C_2 se define del siguiente modo:

$$C_2 = \dot{m}_w \cdot c_{pw} \quad (7.21)$$

Con ello se tiene el parámetro NTU definido. En la gráfica también aparecía la constante R la cual se define como el ratio de las capacidades caloríficas de los fluidos que intercambian energía en el equipo:

$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{pw}}{\dot{m}_a \cdot c_{pa}} = \frac{T_{ao} - T_{ai}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad (7.22)$$

Evidentemente C_1 se obtiene del mismo modo que C_2 pero empleando el gasto másico y las propiedades correspondientes al aire. Por último se tiene la constante P presente en el eje horizontal de la gráfica. En la situación actual no se puede determinar su valor dado que es función de las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos del intercambiador, siendo desconocidas para nosotros a la salida del mismo. Por tanto el procedimiento será calcular NTU y R ya que son función de parámetros conocidos para una vez calculados obtener mediante la gráfica anterior el valor de P . Una vez se dispone de P , atendemos a su definición y vemos que se puede obtener la temperatura a la que sale el aire caliente tras extraer el calor al agua que circula por los tubos.

$$P = \frac{T_{ao} - T_{ai}}{T_{wi} - T_{ai}} \quad (7.23)$$

En estas condiciones se despeja T_{ao} y acudimos de nuevo a la definición de R . Con la temperatura del aire a la salida recién obtenida se puede calcular la temperatura hasta la que se refrigera el agua T_{wo} . En resumen el proceso seguido responde al siguiente esquema:

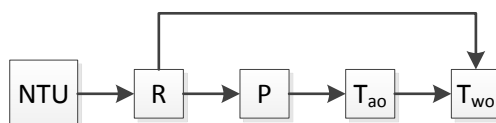


Figura 7.6. Secuencia seguida en el cálculo de temperaturas. [24]

En la secuencia indicada se ha hecho uso de la gráfica 7.5 para determinar P mediante la intersección de las curvas correspondientes a NTU y a R . En cambio este procedimiento no se puede llevar a cabo en el programa ya que hay que determinar para cada circunstancia la intersección de las curvas de manera visual. Para implementarlo en el programa creado se han obtenido las ecuaciones que persiguen la forma de todas las curvas presentes en la gráfica anterior. Para ello se ha hecho uso una vez más de la herramienta *digitize 2.1* de Matlab para extraer los puntos de la gráfica y del software *Origin 6.1* para obtener las ecuaciones de las curvas. Con estas ecuaciones se hace una función la cual será llamada por el programa principal encargada de obtener P . Si observamos la gráfica se puede apreciar que existe la posibilidad de que NTU o R tomen valores diferentes a los indicados en cada recta. Para solucionar este problema la función creada determina a qué curva se encuentra más próxima cometiendo así el menor error posible. De este modo se consigue automatizar la obtención del parámetro P presente en el eje horizontal de la gráfica para cualquier circunstancia.

Tras haber obtenido la temperatura del aire y del agua a la salida del equipo hay que comprobar si son valores que ya han convergido. Para ello comparamos la temperatura de salida del agua obtenida con la supuesta al inicio del programa. Si ambas difieren en más de 0,1 °C lo cual es altamente probable, la temperatura supuesta toma el valor de la temperatura que se acaba de obtener y se repite el bucle secundario. Tras un número de iteraciones

determinado la temperatura del agua a la salida del equipo converge, procediendo entonces a regular la velocidad de giro de los ventiladores para conseguir así la potencia demandada.

7.1.4 Regulación de los ventiladores y bucle 2.

Lo que se ha realizado hasta el momento ha sido determinar la temperatura a la salida del equipo de ambos fluidos en las condiciones de partida del programa (esto es, a un régimen de giro de los ventiladores supuesto al inicio del mismo). A priori desconocemos si esta velocidad de giro supuesta es la que determina el gasto másico de aire el cual confiere la potencia de refrigeración deseada. Lo más probable es que la potencia obtenida con los valores iniciales diste de la potencia requerida. Para ajustar la potencia a la demandada hay que regular la velocidad de giro de los ventiladores de modo que se aumente o disminuya el caudal de aire que fluye por los haces de tubos. De este modo, una vez se consiguió la convergencia de la temperatura del agua a la salida se calcula la potencia conseguida en el equipo planteando un balance de energía al aire:

$$Potencia = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{ao} - T_{ai}) \quad (7.24)$$

Si ésta se encuentra por debajo de la demandada, el ventilador se verá obligado a girar más rápido. Al aumentar las revoluciones del ventilador se vuelve a iterar comenzando de nuevo el bucle secundario ya que el gasto másico de aire aumentará modificando los parámetros de operación. De este modo se repite el bucle secundario sucesivamente hasta que la potencia obtenida se iguale a la demandada.

Tras converger el programa de la enfriadora operando en seco, automáticamente se activan los pulverizadores de agua a la entrada del aire para estudiar la mejora operativa al trabajar en húmedo. Así se aumenta progresivamente la humedad relativa del aire que ingresa hasta el máximo establecido por diseño, almacenando para cada valor que toma ϕ los parámetros de actuación del equipo. Con este procedimiento se podrá monitorizar más tarde los resultados de operación del equipo para cada valor de la humedad relativa fijado a la entrada.

En la secuencia descrita el equipo ha sido capaz de abastecer la demanda operando tanto en seco como en húmedo dado que el valor de la potencia obtenida ha igualado a la demandada. Los pulverizadores han sido activados únicamente para estudiar la mejora conseguida. Por otro lado, según las condiciones ambientales en las que se esté operando se podría dar el caso de que el equipo operando en seco fuera incapaz de cumplir con la demanda (situación que se detecta porque el ventilador alcanza el máximo régimen de giro y la potencia obtenida esté por debajo de la potencia demandada). En este supuesto la única alternativa es activar el sistema de pre enfriamiento del aire para ver si el equipo operando en húmedo sí es capaz de proporcionar la potencia nominal. De este modo el intercambiador funciona aumentando la humedad relativa del aire hasta llegar al punto en que se cumpla con las especificaciones. Llegado el programa a este punto se almacenan las condiciones en las que se consiguió cumplir con la demanda y prosigue aumentando la humedad relativa hasta el

máximo establecido. Como se puede apreciar el programa creado almacena para cada situación los resultados de operación del equipo, lo cual será de ayuda posteriormente para llevar a cabo un análisis de los datos obtenidos. Esto es, si en una simulación se introduce al programa unas condiciones ambientales y de operación determinadas, el programa se ejecutará primero una vez almacenando los resultados operando en seco. Tras ello el programa se ejecutará del orden de 100 veces para obtener los resultados para cada humedad relativa establecida a la entrada del equipo.

El último caso que no se ha comentado es el supuesto en que el equipo no pueda operar en seco y tampoco en húmedo. En esta situación el programa muestra un *warning* al usuario indicando que es imposible operar en dichas condiciones ambientales y de operación. El desarrollo del programa se regula mediante variables booleanas (variables incluidas en el programa que toman el valor 1 ó 0). Así si el equipo no puede operar en seco se activa una variable booleana tomando el valor 1 habilitando unas partes del programa y deshabilitando otras.

Con todo lo anterior se ha explicado el desarrollo del programa y el modo de operación llevado a cabo por el mismo. Evidentemente todos estos detalles no son de interés para el usuario que desea realizar una simulación por lo que empleamos la *GUI* creada como ya se indicó. Con ella se tiene una interfaz de comunicación con el usuario el cual puede introducir los parámetros en el programa sin necesidad de introducir de manera arcaica los comandos en el propio programa. A continuación se muestra la secuencia seguida por el programa al ejecutarlo desde el punto de vista del usuario. Al iniciar el programa lo primero que se ofrece al usuario es la posibilidad de seleccionar un equipo u otro para simular, lo cual se realiza mediante la siguiente ventana:

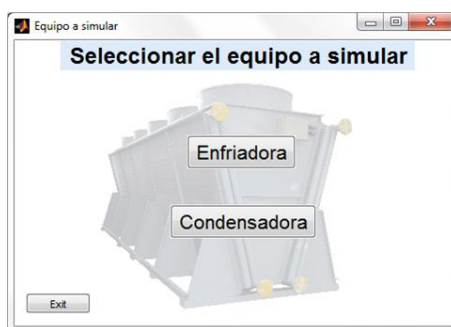


Figura 7.7. Menú principal [22]

Ventana en la cual se puede seleccionar el equipo a simular con el ratón. También se puede abandonar el programa pulsando sobre el botón *Exit*. Para simular la enfriadora, equipo el cual se está explicando en este apartado, hacemos *clic* sobre el botón correspondiente, abriendo la siguiente ventana:

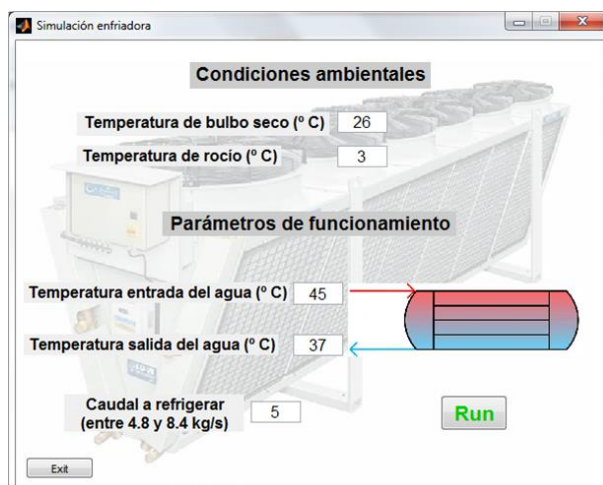


Figura 7.8. Parámetros de simulación. [22]

En la imagen anterior se muestran una serie de campos editables para introducir los parámetros de simulación. En éstos se incluyen las condiciones ambientales y de funcionamiento. Lo único que hay que hacer para simular el equipo es cambiar los parámetros existentes por defecto por los deseados y pulsar el botón *Run*. Si en el campo existente para incluir el caudal a refrigerar se inserta un caudal fuera de los límites indicados el programa detecta la imposibilidad de realizar la simulación e informa al usuario con la siguiente ventana:

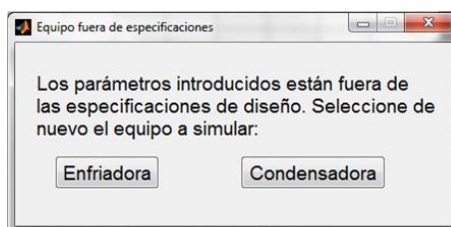


Figura 7.9. Aviso del programa. [22]

De modo que se vuelve a solicitar al usuario el equipo a simular. Si los parámetros introducidos en la figura 7.8 están permitidos por los límites, al pulsar el botón *Run* el programa simula automáticamente el equipo seleccionado en las condiciones indicadas. Tras terminar la simulación se lanza al usuario una ventana en la que se muestran los resultados obtenidos. Si el equipo ha sido capaz de operar bajo las condiciones indicadas por el usuario, la ventana que verá es la siguiente:

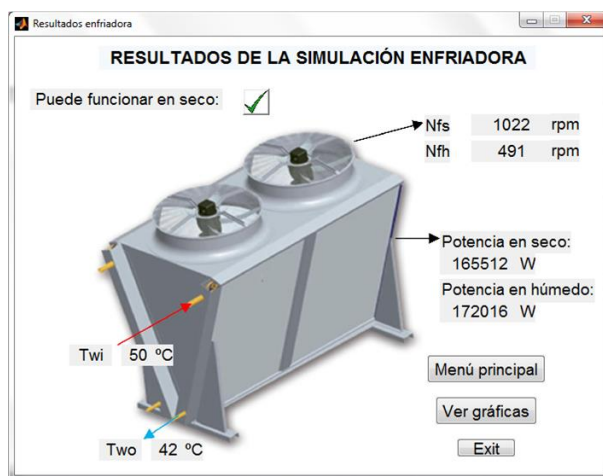


Figura 7.10. Resultados de la simulación. [22]

En la ventana anterior se muestra una enfriadora de manera esquemática con los elementos principales para indicar sobre ella los resultados de la simulación. Lo primero que se aprecia es que el equipo cumple con las especificaciones del usuario lo cual se muestra con un *tick* verde. La información que también se proporciona es el régimen al cual giran los ventiladores. El subíndice *s* hace referencia a condiciones en seco, en cambio el subíndice *h* indica los resultados en húmedo. Otro resultado que se indica es la potencia obtenida por la enfriadora. Esta potencia realmente es un input introducido por el usuario al inicio ya que es función del caudal y las temperaturas de refrigeración. En la imagen anterior la potencia en seco y en húmedo difiere levemente dentro de los márgenes de tolerancia establecidos. También se indica sobre el esquema de la enfriadora las temperaturas de entrada y salida del agua. Si se desea más información acerca del desarrollo de las simulación se puede obtener al pulsar el botón *ver gráficas*. Al pulsarlo se representa la evolución de los principales parámetros de operación como función de la humedad relativa a la entrada del equipo. A continuación se indican las gráficas arrojadas por el programa al presionar dicho botón:

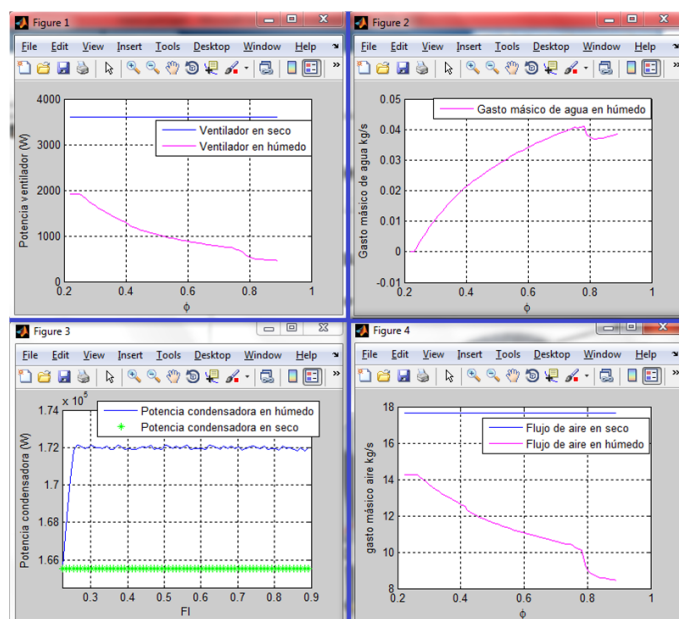


Figura 7.11. Evolución de los parámetros función de ϕ . [22]

Los parámetros que se representan son la potencia de los ventiladores, el gasto de agua pulverizada, la potencia del equipo y el gasto másico de aire forzado sobre los tubos. Todos se representan tanto en condiciones de funcionamiento en seco como en húmedo. De este modo se puede apreciar la evolución de los parámetros del equipo según se incrementa la humedad relativa del equipo a la entrada. No procedemos a examinar la naturaleza de estas gráficas dado que se realizará dicho análisis en el apartado siguiente. Si tras ver las gráficas se desea llevar a cabo otra simulación se puede volver al menú principal mediante el botón con dicho texto en la figura 7.10. Análogamente se dispone del botón *Exit* con el cual se sale del programa.

La figura 7.10 se ha obtenido debido a que el equipo es capaz de cumplir con las indicaciones del usuario operando tanto en seco como en húmedo. Además de esta situación se podría dar el caso de que el equipo no fuera capaz de ofrecer la potencia requerida operando en seco y sí en húmedo. En estas circunstancias el programa lanza la siguiente ventana indicando los resultados al usuario:

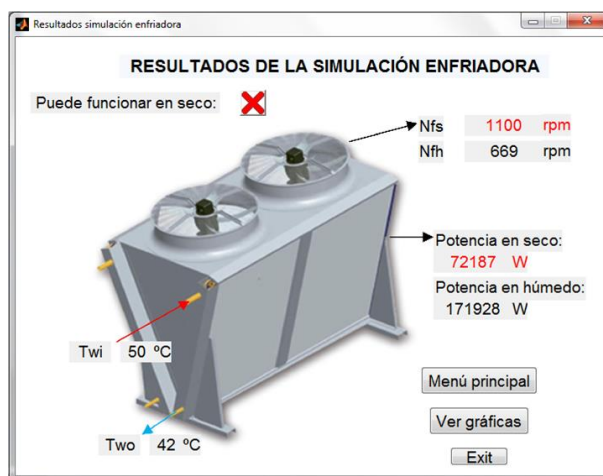


Figura 7.12. Resultados de la simulación. [22]

Como se puede apreciar, a diferencia de la ventana obtenida en las condiciones anteriores ahora se indica con una cruz roja la imposibilidad de operar en seco. Esto se indica también con el color rojo incluido en la potencia obtenida en seco y el régimen de giro de los ventiladores (llegando al máximo admitido por los mismos). Por lo demás, el resto de botones de esta ventana cumplen las mismas funciones que en el caso anterior. Finalmente se puede dar el caso de que el equipo no pueda funcionar ni en seco ni en húmedo, situación en la que no se cumple con los requisitos indicados por el usuario. En este tipo de situaciones el programa lanza al usuario un aviso informando de la imposibilidad de cumplir con los parámetros introducidos. Además de esta información se muestra la potencia alcanzada por el equipo operando en seco y haciendo uso de los pulverizadores, estando en ambos casos por debajo de la potencia necesaria. A continuación se muestra un ejemplo de esta ventana:

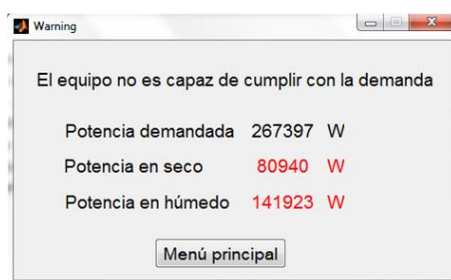


Figura 7.13. Aviso del programa. [22]

En la ventana anterior se aprecia que la potencia obtenida por el equipo dista con creces de la potencia demandada.

La secuencia de ventanas incluida anteriormente forma básicamente el programa diseñado de la enfriadora. La información ofrecida en las mismas se considera la deseable a obtener por el usuario. Aun así se puede obtener más información además de la expuesta acudiendo al programa principal. Ahora procedemos a ver el desarrollo del programa de la condensadora.



7.2 Programa para la condensadora

Para desarrollar el programa el cual emplearemos para simular el intercambiador trabajando como condensadora se va a seguir un proceso similar al de la enfriadora. Algunos pasos son idénticos, así como la determinación de las condiciones ambientales o la definición de las propiedades de los fluidos por lo que no se repetirá su explicación. La principal diferencia de este programa con el implementado en el apartado anterior es la transferencia de calor ocurrida. No es lo mismo refrigerar un fluido que condensarlo. Teniendo en cuenta esto, se va a exponer primero en un diagrama de flujo el proceso de diseño del programa para más tarde abordar cada paso con más detalle. A continuación se muestra visualmente el recorrido que realiza el programa para simular la condensadora:

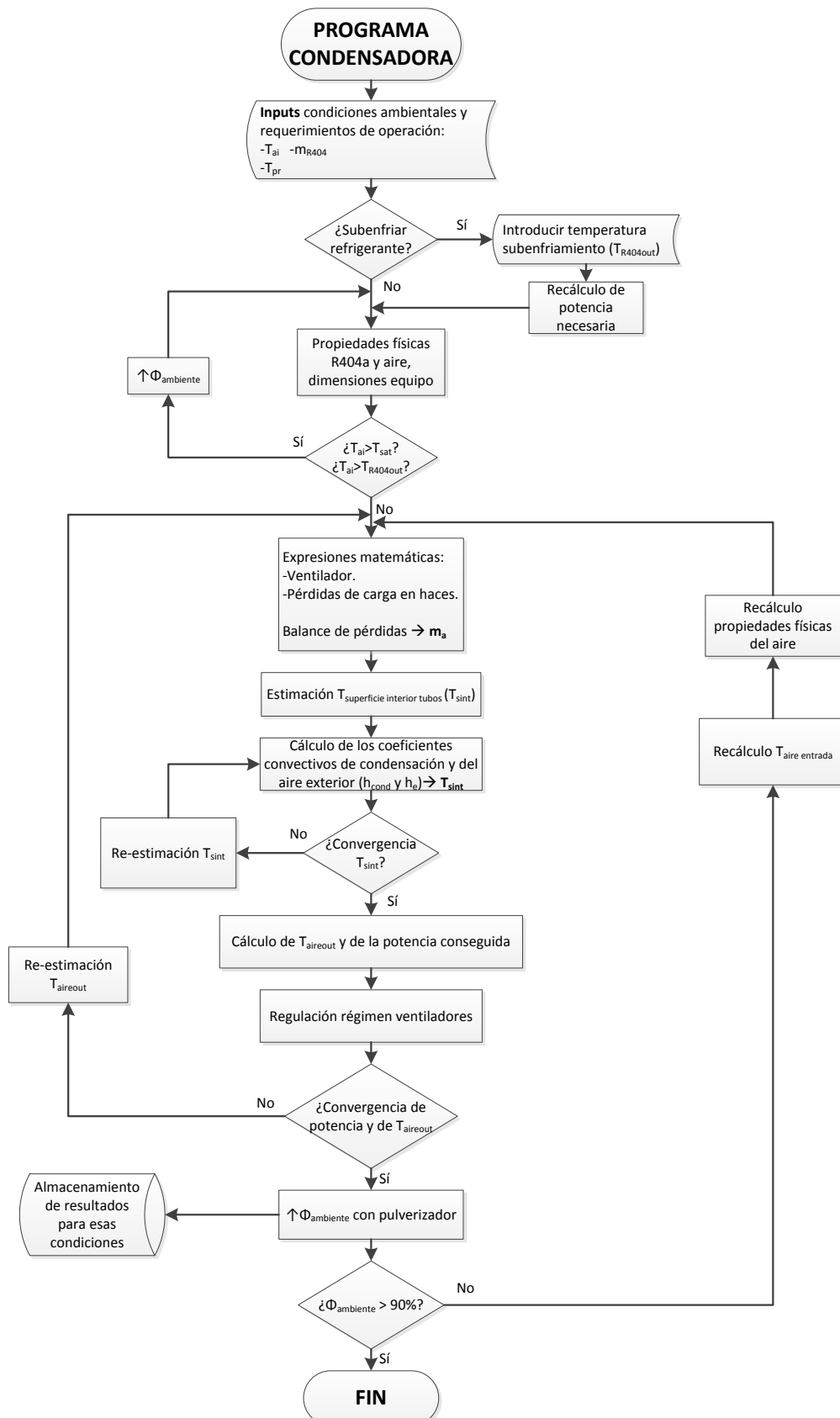


Figura 7.14. Diagrama de flujo del programa de la condensadora. [24]

En el diagrama anterior se puede apreciar la secuencia de pasos que realiza el programa al ejecutarse. Salta a la vista la analogía que mantiene con el programa desarrollado para la enfriadora, siendo los pasos prácticamente los mismos. A continuación se va a explicar con detalle las etapas del diseño del programa de la condensadora los cuales difieren de la enfriadora.

Al ejecutar el programa el primer paso que se realiza es solicitar al usuario las especificaciones de trabajo que debe cumplir el equipo además de las condiciones ambientales en que se desarrolla la simulación. Esto es, se pide al usuario que introduzca la temperatura de bulbo seco y de punto de rocío además del caudal de refrigerante R404a que se desea condensar. En el campo destinado a introducir el caudal (en kg/s) se especifica que debe encontrarse entre 0,7 y 1,2 kg/s para que la velocidad del fluido en el interior de los tubos se encuentre en el rango admisible por el material de éstos. El programa también ofrece la posibilidad de subenfriar el refrigerante una vez condensado (es decir, disminuir la temperatura del refrigerante por debajo de la de saturación tras haber sido condensado). Para ello el programa lanza una ventana al usuario en la que se puede seleccionar la opción de subenfriar el refrigerante, en caso afirmativo se dispone de un campo vacío para introducir la temperatura a la que se desea subenfriar. Llegados a este punto, la interacción con el usuario cesa y el programa se dispone a realizar los cálculos pertinentes. Antes de llegar a los bucles en los que se desarrollan los cálculos, se incluyen las propiedades de los fluidos a emplear además de las dimensiones del equipo y sus componentes. Una vez más recurrimos a un esquema en el que se muestran los bucles que forman el programa para apoyarnos en él cuando expliquemos su funcionamiento:

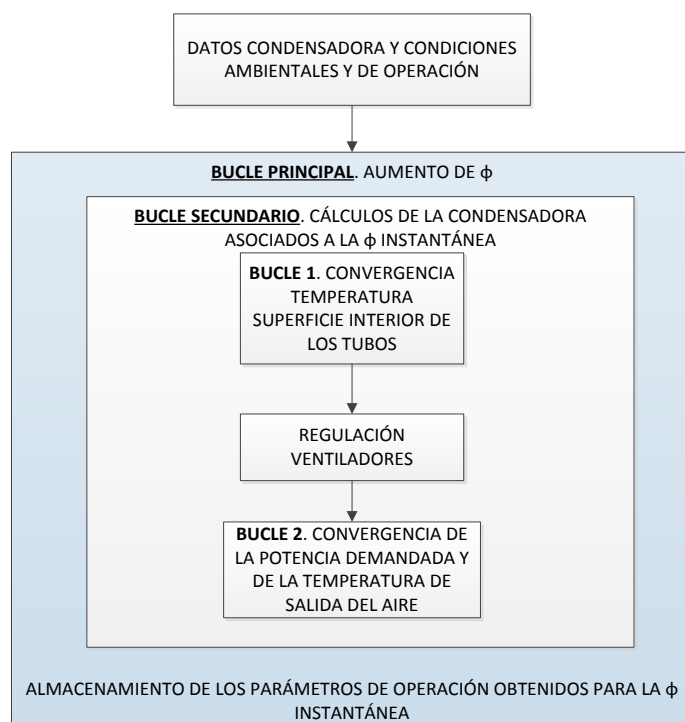


Figura 7.15. Estructura programa condensadora. [24]

De este modo observamos que hay dos bucles que sostienen el funcionamiento del programa dentro de los cuales se realizan los cálculos correspondientes. Al inicio, tras solicitar al usuario las condiciones de funcionamiento se realizan las operaciones con las ecuaciones de psicrometría para determinar así las condiciones en las que funcionará la condensadora. Además se incluyen las variables que serán necesarias para el desempeño del código, así como los datos supuestos para poder realizar la primera iteración. Es decir, para conseguir un primer resultado (que más tarde convergerá a la solución de manera iterativa) se introduce un primer valor de algunos parámetros desconocidos tales como las temperaturas de salida de los fluidos etc. Con todo ello, se avanza hacia el bucle principal en el que se desarrolla la simulación.

7.2.1 Bucle principal

En esta etapa del programa se realizan los mismos cálculos que en el bucle análogo en la enfriadora. Es decir, se realiza la simulación en las condiciones ambientales introducidas para más tarde ir aumentando progresivamente la humedad relativa a la entrada, almacenando los resultados para cada valor tomado por ϕ .

7.2.2 Bucle secundario

Es en el interior de este bucle en el que se encuentran las diferencias con el programa de la enfriadora. El bucle secundario es el encargado de realizar la simulación del equipo para cada valor de ϕ adoptado a la entrada del aire. Para ello se sirve de los Bucles 1 y 2 en los que se estudia la transferencia de calor y la convergencia de los distintos parámetros de operación. La primera comprobación realizada es si el dispositivo es capaz de operar en las condiciones introducidas por el usuario. Esto es, si la temperatura de entrada del aire está por encima de la de saturación del refrigerante a condensar o de la temperatura a la que se desea subenfriar el refrigerante es físicamente imposible operar. En estos casos se aumenta la humedad relativa hasta el punto en que la temperatura del aire ambiente sea menor que las temperaturas citadas. Antes de comenzar los bucles 1 y 2 se calcula el gasto másico de aire que fluye por el equipo del mismo modo que se indicó en el caso de la enfriadora, resolviendo el balance de pérdidas de carga 7.7. Una vez se dispone del gasto másico de aire, se ejecutan los bucles que se describen a continuación.

7.2.3 Bucle 1

En el bucle 1 se realiza la convergencia de la temperatura de la superficie interior de los tubos supuesta al inicio. Esta temperatura es necesaria para calcular de una manera certera el coeficiente convectivo asociado a la condensación del refrigerante ya que es un input requerido en la correlación empleada. Por lo general la temperatura de la pared interna de los tubos está unos pocos grados por debajo de la de saturación por lo que la estimación inicial es la siguiente:

$$T_{sint} = T_{sat} - 6,3 \quad (7.25)$$

Como la temperatura de saturación sí es conocida (está definida como parámetro al inicio del código) obtenemos un primer valor para T_{sint} . Con él nos disponemos a hallar el coeficiente convectivo asociado a la condensación del refrigerante en los tubos. Para ello recurrimos a la siguiente correlación (Apuntes de la asignatura "Transferencia de calor". Universidad Calos III de Madrid., 2013):

$$h_{cond} = 0,555 \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_{R404l} \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot K_l^3 \cdot h_{cond}'}{\mu_{R404l} \cdot (T_{sat} - T_{sint}) \cdot D_i} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (7.26)$$

En la expresión anterior se emplean las propiedades físicas correspondientes al refrigerante condensado. También se incluyen las temperaturas de saturación y de la pared interior de los tubos que se ha supuesto en un principio. Además de estos parámetros aparece un coeficiente convectivo de condensación h_{cond}' el cual hay que corregir con la correlación anterior para obtener el coeficiente convectivo correcto (h_{cond}). El primer coeficiente convectivo a modificar se define a continuación:

$$h_{cond}' = h_{lv} \cdot \left(1 + \frac{3}{8} \cdot Ja \right) \quad (7.27)$$

Ecuación en la que h_{lv} representa la entalpía de cambio de fase del refrigerante y Ja es el número adimensional Jakob que se define de la siguiente manera:

$$Ja = \frac{c_{pR404l} \cdot (T_{sat} - T_{sint})}{h_{lv}} \quad (7.28)$$

La correlación que se ha expuesto anteriormente es válida siempre y cuando el número de Reynolds del fluido que recorre los tubos esté por debajo de 35000, hecho constatado a lo largo de las simulaciones. Tras haber calculado el coeficiente convectivo de condensación, se pretende calcular el coeficiente global de transferencia de calor U para comprobar así la hipótesis realizada al suponer un valor de T_{sint} . Para calcular U se requiere también el coeficiente de convección del aire que rodea los haces de tubos h_e , el cual se calcula del mismo modo que se indicó en la explicación del programa de la enfriadora. Con estos datos procedemos a calcular U , coeficiente el cual se puede calcular referido a un área específica. El procedimiento que se realizará será su obtención asociada tanto al área exterior como al área interior de los tubos recorridos. Más tarde los emplearemos para calcular la energía liberada en el proceso de condensación, por lo que tendremos dos expresiones cuyo resultado es el mismo dado que la energía liberada es la misma para ambas áreas de referencia. Si se igualan las dos expresiones anteriores y se toma T_{sint} como incógnita se puede despejar y comparar con el valor supuesto al inicio. Si no ha convergido su valor hay que iterar de nuevo. De este modo definimos los dos coeficientes globales de transferencia de calor:

$$U_{ext} = \left(\frac{A_{tubos}}{A_{int} \cdot h_{cond}} + \frac{A_{tubos} \cdot \log\left(\frac{D_r}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{cu} \cdot Long \cdot N_{tubos} \cdot N_{pasos}} + \frac{1}{h_e} \right)^{-1} \quad (7.29)$$

$$U_{int} = \left(\frac{1}{h_{cond}} \right)^{-1} \quad (7.30)$$

De las dos expresiones anteriores se conocen todos los parámetros empleados los cuales han sido definidos anteriormente. Si ahora las relacionamos imponiendo la igualdad del flujo de calor liberado a través de las dos superficies tomadas como referencia y despejamos T_{sint} :

$$U_{ext} \cdot (T_{sat} - \bar{T}_{aire}) = U_{int} \cdot (T_{sat} - T_{sint}) \rightarrow \boxed{T_{sint}} \quad (7.31)$$

Antes de continuar notar que se incluye en la expresión anterior el parámetro \bar{T}_{aire} que se corresponde con la temperatura media del aire entre la entrada y la salida del equipo. La temperatura a la entrada sí es conocida pero no a la salida, por lo que se emplea un valor supuesto al inicio del código. Su corrección se realizará en el siguiente bucle de manera iterativa. El valor de T_{sint} obtenido se compara con la supuesta al inicio. En caso de que no coincidan se toma esta última como valor de partida y se vuelve a iterar. De este modo tras repetir este bucle un número finito de veces se llega al valor verídico de dicho parámetro (siempre que la temperatura del aire a la salida del equipo haya convergido también en el bucle 2). Con esta información contrastada el programa pasa al cálculo de la potencia de condensación y la regulación de los ventiladores.

7.2.4 Regulación de los ventiladores y bucle 2

El siguiente paso es calcular la potencia que está generando el equipo para regular con ello los ventiladores y ajustar dicha potencia a la demandada. Para calcular la potencia del equipo analizamos la energía que el aire extrae a su paso por el haz de tubos, asumiendo que esta energía es la cedida por el refrigerante en su proceso de condensación (y de subenfriamiento si se ha seleccionado dicha opción). La expresión que cuantifica esta energía es la siguiente:

$$Potencia = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{ao} - T_{ai}) \quad (7.32)$$

De la ecuación anterior falta determinar T_{ao} , siendo esta la temperatura del aire a la salida del intercambiador. T_{ao} fue supuesta al inicio del código y empleada en el cálculo de T_{sint} en el bucle anterior por lo que ahora procedemos a revisar la hipótesis realizada. Para obtenerla recurrimos a la expresión que describe el proceso de transferencia de calor realizado en un intercambiador funcionando como condensador:

$$Potencia = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (7.33)$$

Esta expresión es la misma que la empleada en el apartado 6.2 que utilizamos para realizar el dimensionado preliminar de los haces de tubos. A diferencia de ésta, no consideramos el factor F de corrección. Esto se debe a que el intercambiador está trabajando como condensador por lo que en estos casos el valor de F es igual a la unidad. Hay que tener en cuenta que también se ofrece la posibilidad de subenfriar el refrigerante una vez ha sido condensado. En estas condiciones en la expresión anterior no puede tomar el valor de $F = 1$

dado que durante el subenfriamiento no se da un cambio de fase. La ecuación se vería modificada de la siguiente forma:

$$Potencia = \underbrace{U_{cond} \cdot A \cdot \Delta T_{lm_{cond}}}_1 + \underbrace{U_{subenf} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm_{subenf}}}_2 \quad (7.34)$$

Por lo que habría que recurrir a la gráfica 7.5 del intercambiador que se está empleando como ya se realizó en el cálculo de la enfriadora y obtener así el factor F. Si se presta atención a los dos sumandos de la ecuación 7.34 el sumando 2 que representa la potencia disipada durante el subenfriamiento es mucho menor que el sumando 1. Esto se debe a que la energía liberada durante el cambio de fase del refrigerante es muy elevada. Si a esto sumamos que el caudal de R404 es del orden de 1 kg/s, la parte 2 de la ecuación representa aproximadamente el 15 % de la potencia total del equipo. Por este motivo, por simplicidad la parte 2 de la ecuación anterior la hallamos planteando un simple balance de energía al refrigerante:

$$\underbrace{U_{subenf} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm_{subenf}}}_2 \approx \dot{m}_{R404a} \cdot c_{pR404a} \cdot (T_{sat} - T_{R404a_{out}}) \quad (7.35)$$

A sabiendas de que el segundo sumando de la expresión de la potencia es del orden del 15 % de la potencia total del equipo y que un valor típico del factor F es 0,75 el error cometido en el cálculo de la potencia es del orden de $0,15 \cdot (1 - 0,75) \approx 4 \%$. Como se puede apreciar es un error muy bajo que asumimos para tener la simplicidad durante los cálculos realizados evitando así consultar la gráfica 7.5. Como ejemplo, un error del 4 % representa la diferencia obtenida si se solicita subenfriar el refrigerante 12 °C. En estas condiciones el equipo sólo disminuye en 11,5°C su temperatura, valor válido dada su proximidad al solicitado. Realizada esta aproximación, en el caso de subenfriar sustituimos el resultado 7.35 en la ecuación 7.34 para obtener así la siguiente expresión que rige la potencia total del equipo:

$$Potencia = U_{cond} \cdot A \cdot \Delta T_{lm_{cond}} + \dot{m}_{R404a} \cdot c_{pR404a} \cdot (T_{sat} - T_{R404a_{out}}) \quad (7.36)$$

El coeficiente global de transferencia de calor U ha de ser coherente con el área por el cual se multiplica. De este modo si su definición se realizó referente al área exterior de los tubos habrá que multiplicarlo por dicha área. El incremento de temperaturas logarítmico medio, ΔT_{lm} se define del siguiente modo:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sat} - T_{ao}) - (T_{sat} - T_{ai})}{\log \frac{T_{sat} - T_{ao}}{T_{sat} - T_{ai}}} \quad (7.37)$$

Por tanto tenemos dos expresiones matemáticas que definen la potencia del equipo, motivo por el cual el resultado es el mismo en ambas. De este modo se pueden igualar y despejar la temperatura del aire a la salida del intercambiador T_{ao} (añadiendo si se realiza el subenfriamiento del refrigerante la modificación presente en la ecuación 7.35):

$$\dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (T_{ao} - T_{ai}) = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \rightarrow T_{ao} \quad (7.38)$$

Conocido este dato se procede a calcular la potencia del equipo empleando cualquiera de las dos ecuaciones anteriores. Tras ello el programa compara la potencia obtenida con la requerida por el usuario para proceder a regular la carga de los ventiladores. De este modo si la potencia conseguida está por debajo de la demandada se eleva el régimen de giro de los ventiladores y viceversa. En el caso en que la potencia conseguida sea igual a la demandada decimos que ésta ha convergido. No olvidemos que T_{ao} fue supuesta al inicio del programa y los cálculos se han realizado con ese valor. Por tanto tras regular los ventiladores el programa debe realizar dos comprobaciones, la primera es si T_{ao} coincide con la supuesta y la segunda es si la potencia del equipo ha convergido. Si alguna de estas comprobaciones da resultado negativo el bucle vuelve a iterar tomando como valor de T_{ao} inicial el obtenido en la ecuación 7.38. Por el contrario, si la potencia obtenida por la condensadora coincide con la solicitada por el usuario y la temperatura a la salida del aire coincide con la supuesta para realizar los cálculos, el bucle 2 ha convergido por lo que los resultados son tomados como válidos en estas condiciones. En esta situación el código avanza al bucle principal almacenando los resultados obtenidos en las condiciones anteriores y procede a aumentar la humedad relativa del aire a la entrada.

Como ya se vio en la enfriadora, al aumentar la humedad relativa ϕ se disminuye la temperatura del aire que ingresa a la condensadora por lo que es de esperar un cambio en los resultados operativos. Por este motivo se ejecutan de nuevo los bucles expuestos anteriormente. Tras haber realizado esta secuencia de cálculo (esto es, almacenar los resultados de la condensadora trabajando para cada nivel de ϕ hasta llegar al máximo admitido) el programa finaliza habiendo registrado la evolución de los parámetros de funcionamiento del equipo con la variación de la humedad relativa.

También se puede dar el caso de que el equipo no sea capaz de cumplir con la demanda si sólo trabaja en seco, requiriendo así el enfriamiento adiabático del aire a la entrada. Esta situación es detectada por el código por el hecho de que los ventiladores funcionan a plena carga y la potencia conseguida es inferior a la requerida. En estas circunstancias el programa deshabilita mediante variables booleanas la parte del código correspondiente a la operación en seco y se eleva la humedad relativa del aire hasta el punto en que el dispositivo cumpla con la demanda. La última posibilidad es que aun activando el pulverizador de agua a la entrada del dispositivo el intercambiador no alcance la potencia nominal. Este hecho es verificado por el código si se cumplen dos condiciones; que los ventiladores giren a máximo régimen y que la humedad a la entrada suministrada haya alcanzado el máximo admisible. En esta situación el programa lanza automáticamente un display al usuario informando de la imposibilidad de conseguir los requisitos establecidos por el usuario.

Como ya se realizó en el programa creado para la enfriadora, procedemos ahora a indicar la secuencia seguida por la *GUI* en el caso de seleccionar en la figura 7.7 el botón *Condensadora* como equipo a simular. En resumen se puede decir que es muy similar a la secuencia seguida por la *GUI* de la enfriadora aunque se encuentran algunas opciones diferentes. La primera ventana que se abre tras seleccionar la condensadora como equipo a

simular pregunta si se desea el subenfriamiento del refrigerante una vez condensado como se muestra a continuación:

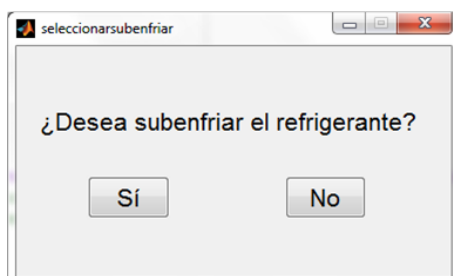


Figura 7.16. Opción de subenfriar el refrigerante. [22]

El programa avanza de manera diferente según la opción seleccionada en la figura 7.16. A continuación se muestran las ventanas obtenidas, primero si se desea subenfriar el refrigerante y después si no se requiere dicho proceso:

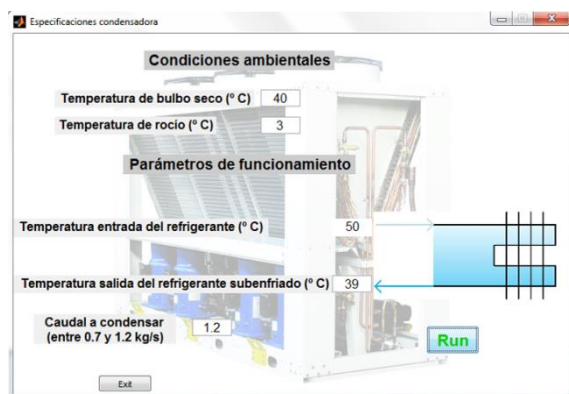


Figura 7.17. Especificaciones condensadora subenfriando. [22]

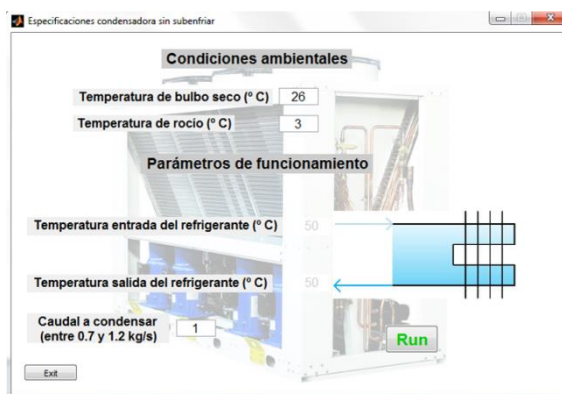


Figura 7.18. Especificaciones condensadora sin subenfriar. [22]

Como se puede apreciar en la primera ventana el campo correspondiente a la temperatura de salida del refrigerante subenfriado es editable, seleccionando así la temperatura de salida del mismo. En cambio en la segunda ventana esta temperatura permanece fija sin opción a modificarla. Ésta es la única diferencia apreciable entre seleccionar el subenfriamiento o no del refrigerante. En ambas ventanas la temperatura de entrada del refrigerante coincide con la de saturación del mismo, indicada al inicio del programa principal. Tras pulsar el botón *Run* el programa simula la condensadora en las condiciones indicadas para más tarde ofrecer los resultados. Del mismo modo que lo realizaba el software de la enfriadora, los resultados se muestran al usuario con una ventana u otra, en función de si el equipo puede operar en seco y en húmedo, sólo en húmedo o no es capaz de cumplir con las especificaciones del usuario. A continuación se muestran las posibilidades expuestas:

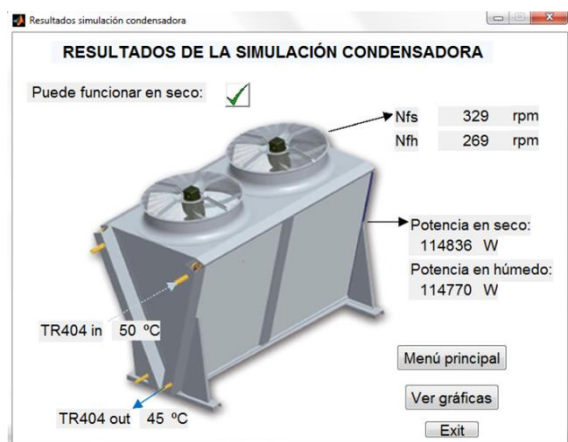


Figura 7.18. Resultados de la condensadora si puede operar en seco [22].

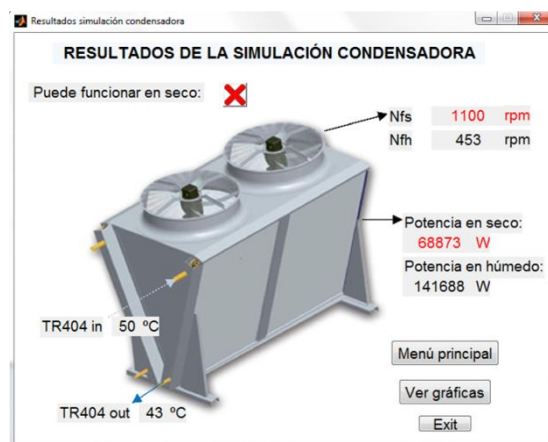


Figura 7.19. Resultados de la condensadora si requiere operar en húmedo [22].

Y finalmente en el caso de no poder funcionar el equipo ni en seco ni en húmedo, el aviso que se muestra es el siguiente:

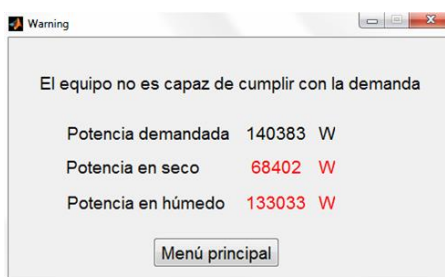


Figura 7.19. Aviso de la imposibilidad de operar. [22]

De este modo se tiene el software creado para poder simular en cualquier situación el intercambiador diseñado operando como enfriadora o condensadora, ambas con la posibilidad de activar el sistema de pre enfriamiento del aire.

7.3 Modificación del programa para el caso práctico II.

Con lo expuesto en los apartados anteriores se tiene el programa que empleamos para simular situaciones aisladas definidas por el usuario. Como ya indicamos en el resumen presente al inicio del documento se va a realizar un caso práctico en el que se simula un año entero de operación del intercambiador. A modo de resumen se pretende abastecer a una fábrica la cual opera 5 horas al día durante el año 2012 y según la hora se demanda más o menos potencia, estando estas potencias definidas como ya se verá en el apartado correspondiente. Para realizar esta simulación es necesario realizar una serie de modificaciones sobre los programas base de la enfriadora y la condensadora. La primera acción es eliminar la parte del programa que solicita al usuario las condiciones de operación y ambientales dado que vienen determinadas automáticamente por el momento en el que se

opera. Es decir, según el momento del día se tiene tanto las características ambientales que se dieron en ese instante como las condiciones de operación a cumplir por el equipo.

La siguiente acción es obtener las características ambientales que se dieron a lo largo de todo el año 2012 y organizar dicha información de un modo que facilite su empleo en el programa. Para recuperar las condiciones ambientales existentes durante el citado año nos remitimos a la base de datos de *REDOTE* (*REDOTE*) en la que se dispone de esta información tomada en Arganda del Rey (Madrid). Es en esta zona en la que se llevará a cabo la simulación anual. En esta base de datos se brindan las condiciones ambientales a lo largo de una serie de años en el lugar indicado. Para la simulación que realizamos nos interesa el año 2012. Los ficheros que se descargan en esta página vienen en un formato *.txt* los cuales se pueden importar con Matlab por lo que no supone un problema. Una vez se importan los datos observamos que hay cantidad de información que no nos interesa como puede ser la velocidad del viento o su dirección. Por ello sólo escogemos aquellos parámetros que nos serán de utilidad, siendo éstos la temperatura de bulbo seco y la temperatura de rocío. Con estas dos el programa será capaz de situarse en el diagrama psicrométrico del modo que se indicó y caracterizar así las condiciones ambientales existentes en ese instante de simulación. Además de esta información también es de interés relacionar la hora y el día en que se da cada situación ambiental para poder así analizar los resultados de operación empleando la época del año o momento del día. En los ficheros ofrecidos por *REDOTE* se puede apreciar que se toman consecutivamente los parámetros ambientales cada diez minutos lo que supone seis medidas a la hora. En el programa destinado a la simulación anual se necesita la información climatológica correspondientes a cinco horas del día (de 09:00 a 14:00) por lo que habrá que desechar parte de la información (no la suprimimos ya que podría resultar de interés para futuras consultas). Además como se comprobó durante la simulación correspondiente el programa tarda mucho tiempo en correr por lo que sería inviable emplear las medidas tomadas cada diez minutos (esto supondría un total de 30 simulaciones al día durante un año entero, es decir, del orden de 10.000).

Por lo expuesto anteriormente se decide organizar en forma de matriz estos datos y en lugar de emplear la información obtenida cada diez minutos se realiza la media de las condiciones medidas cada hora. De este modo se tiene una sola medida cada 60 minutos la cual representa la media de las seis tomas realizadas. Así se tiene la siguiente matriz organizada como se muestra a continuación:

$$\begin{array}{l}
 \text{Mes} \rightarrow \\
 \text{Día} \rightarrow \\
 \text{Hora} \rightarrow \\
 T_{ai} \rightarrow \\
 T_{pr} \rightarrow
 \end{array}
 \rightarrow
 \begin{pmatrix}
 0 & 0 & 0 & \dots & 12 & 12 \\
 1 & 1 & 1 & \dots & 31 & 31 \\
 0 & 1 & 2 & \dots & 22 & 23 \\
 274.5 & 274.2 & 274 & \dots & 275 & 275.8 \\
 278 & 278.2 & 278.1 & \dots & 279 & 279.3
 \end{pmatrix}
 \rightarrow
 \overbrace{\begin{pmatrix} \dots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \dots \end{pmatrix}}^{8740} \left\{ 5 \right.$$



Con ello se tiene una matriz de 5 filas por 8740 columnas en la que se recoge la información necesaria para llevar a cabo la simulación. El siguiente paso a realizar es otro programa guía a parte que se encargue de recorrer la matriz anterior almacenando para cada instante los parámetros de simulación obtenidos. Con esta información junto a la correspondiente potencia requerida ha de llamar al programa base de la enfriadora o de la condensadora y realizar su simulación. Al finalizar cada simulación el programa guía ha de almacenar los resultados y continuar recorriendo la matriz, siguiendo este proceso hasta llegar al último día del año. Además ha de indicar para cada momento del día si la potencia demandada se corresponde con la máxima o la mínima ya que como se comentó hay dos niveles de potencia en la demanda. Con este nuevo programa guía y la modificación de los dos programas base de la enfriadora y la condensadora se puede llevar a cabo el caso práctico II del apartado 9.

8 Caso práctico I. Simulaciones en diferentes condiciones.

Ahora que se dispone del diseño de los dos equipos físicamente y del programa que nos permite realizar la simulación de éstos vamos a operar con ambos dispositivos bajo diferentes condiciones ambientales y de trabajo. Se propone simular el comportamiento operativo de los dos equipos y estudiar para cada uno de ellos las diferencias entre emplear el sistema de pulverización o no. Para ello se propone una amplia variedad de condiciones ambientales y operativas incluidas a continuación:

- Situaciones calurosas húmedas.
- Situaciones calurosas secas.
- Ambientes fríos secos.
- Ambientes fríos húmedos.
- Condiciones en las que se requiere el pre enfriamiento del aire para operar.

Para cada una de las condiciones expuestas anteriormente se establecerán unos requisitos para la enfriadora y para la condensadora. Con estas simulaciones se pretende investigar en qué casos resulta ventajoso el sistema de enfriamiento adiabático y cuantificar la mejora en términos energéticos.

8.1 Simulación 1. Ambiente caluroso húmedo

En esta simulación las condiciones ambientales han de contar con una elevada temperatura a la par que una humedad relativa alta. A priori se puede decir que en estas condiciones el sistema adiabático aportará mejoras leves dado que el rango disponible para humedecer el aire que ingresa es pequeño. Esto se debe a que el aire cuenta con una humedad relativa elevada lo que se traduce en mayor dificultad para sostener humedad en éste. Un ambiente que cumpla con los requisitos expuestos podría tener las siguientes características:

Condiciones ambientales	
T_{ai} (°C)	32
T_{wb} (°C)	28,5
ϕ	77%

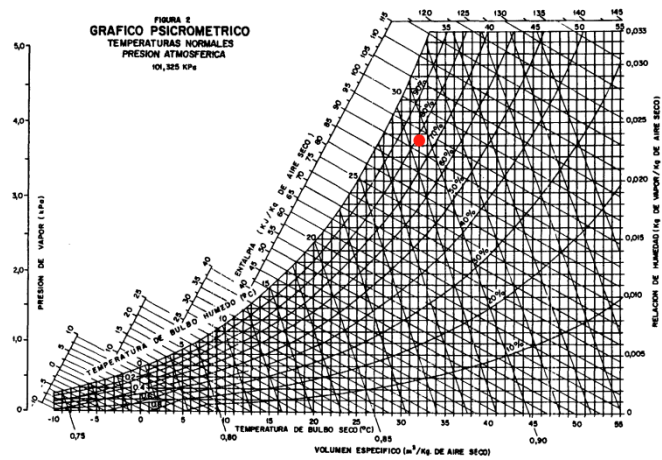


Figura 8.1. Condiciones ambientales simulación 1

Con estas condiciones ambientales se procede a simular tanto la enfriadora como la condensadora para más tarde analizar los resultados.

8.1.1 Simulación de la enfriadora

En este apartado la enfriadora ha de trabajar en las condiciones expuestas. Recordemos que para ejecutar el programa se necesita también unos parámetros de operación que el dispositivo debe cumplir, siendo estos los siguientes:

Especificaciones enfriadora	
T_{wi} (°C)	57
T_{wo} (°C)	49
m_w (kg/s)	6
Potencia demandada (KW)	200

Tabla 8.1. Especificaciones de trabajo de la enfriadora

Con esta información llevamos a cabo la simulación de la enfriadora trabajando en seco y añadiendo el pre enfriamiento adiabático hasta el límite de humedad relativa $\phi = 90\%$. Para visualizar la evolución de las prestaciones del equipo con pre enfriamiento del aire se grafica a continuación los parámetros de funcionamiento conforme se aumenta la humedad relativa desde el valor de entrada hasta llegar al 90%. De este modo se puede apreciar de qué modo mejoran las condiciones de trabajo conforme se eleva el caudal de agua pulverizada.

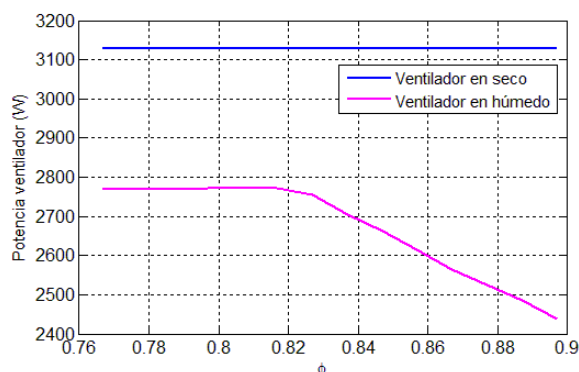


Figura 8.2. Evolución de la potencia ventiladores [22]

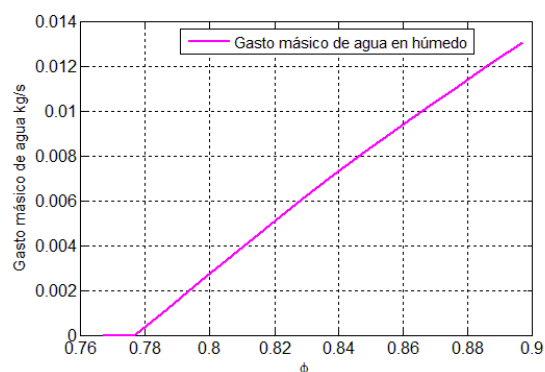


Figura 8.3. Evolución gasto másico de agua [22]

En las representaciones anteriores se muestra la evolución de la potencia consumida por los ventiladores y del gasto de agua pulverizada conforme se aumenta la humedad relativa a la entrada. Como era de esperar al elevar el agua nebulizada la energía requerida por los ventiladores disminuye aunque no en gran escala. También resulta evidente que el consumo de agua pulverizada aumente conforme la humedad relativa se eleva. Si se quiere aprovechar al máximo los beneficios obtenidos por la humidificación realizada hay que aumentar todo lo posible la humedad relativa del aire a la entrada del equipo operando adiabáticamente. En estas condiciones realizamos la comparativa entre la enfriadora convencional y adiabática, mostrando en la siguiente tabla los resultados en estas dos situaciones:

	Enfriadora convencional	Enfriadora adiabática $\phi_{\text{máx}}$
Régimen de giro ventiladores (rpm)	1000	919
Potencia total ventiladores (W)	3128	2437
Gasto de agua (kg/s)	-	0,014

Tabla 8.2. Resultados de la simulación de la enfriadora. [22]

Lo primero que llama la atención es el alto régimen de giro de los ventiladores. Recordemos que según el fabricante la velocidad máxima es de 1100 *rpm* y vemos que en ambos equipos el ventilador gira a una velocidad bastante cercana. Esto indica que el equipo está trabajando cerca de su límite de potencia en ambas modalidades. Como ya se comentó al inicio de esta simulación no se aprecian grandes mejoras al activar la nebulización de agua. El rango de humedad relativa acotado por la humedad existente en el aire a la entrada y el máximo posible es muy estrecho de modo que no hay margen para enfriar el aire a la entrada. De hecho según la simulación en el equipo adiabático tan sólo se disminuye la temperatura del aire a la entrada en 2 °C. Esto se plasma en la cifra de la potencia consumida por los ventiladores, siendo a grandes rasgos bastante similar en ambos modos de operación.

Hasta ahora se ha realizado la comparación de la enfriadora funcionando en seco y en húmedo para conseguir la misma potencia, 200 *KW*. Otro parámetro que se desea estudiar es

la posibilidad de aumentar la potencia de consigna hasta el límite del equipo (es decir, los ventiladores funcionan a máxima carga). Como se ha visto en la simulación realizada, tanto para el caso húmedo como el seco el régimen de giro de los ventiladores se encuentra por debajo de 1100 *rpm* lo que es un indicador de que se puede exigir más al equipo. A continuación se va a simular la enfriadora manteniendo la temperatura de entrada del agua y su caudal másico y se van a llevar a máxima carga los ventiladores. De este modo podremos observar la máxima capacidad de refrigeración que tiene la enfriadora en seco y en húmedo, comparando las temperaturas de salida del agua. A priori se esperan diferencias escasas por el ya comentado estrecho rango de humedad relativa disponible. Tras simular en estas condiciones los resultados obtenidos son los siguientes:

	Enfriadora convencional	Enfriadora adiabática
Régimen de giro ventiladores (rpm)	1100	1100
Potencia ventiladores (W)	4130	4141
Gasto de agua (kg/s)	-	0,017
Potencia del equipo máxima (KW)	218,6	237,9
Temperatura de salida del agua (°C)	46,4	45,5

Tabla 8.3. Resultados simulación enfriadora a máxima carga. [22]

De este modo, si se lleva la enfriadora al límite de trabajo permitido por los ventiladores ésta es capaz de proporcionarnos un 8,8 % más de potencia si trabaja en la modalidad adiabática. Esto se traduce en un caudal de agua a la salida casi un grado por debajo gracias al empleo del citado sistema. En este apartado en el que la humedad relativa del ambiente es elevada activar el pre enfriamiento del aire no aporta grandes beneficios dado que ya se ha visto que el aumento de la potencia máxima es poco significativo. En cuanto a la potencia consumida por el equipo de impulsión se puede apreciar que es prácticamente la misma en ambos casos debido a que los ventiladores giran al mismo régimen. Aun así, hay una pequeña diferencia la cual se debe al caudal volumétrico de aire bombeado, difiriendo levemente.

8.1.2 Simulación de la condensadora

Ya se ha visto el funcionamiento de la enfriadora de agua en las condiciones ambientales citadas. Análogamente simulamos en el mismo ambiente el equipo trabajando como condensadora. Del mismo modo hay que determinar unos parámetros de funcionamiento los cuales ha de cumplir este equipo, se muestran a continuación:

Especificaciones condensadora	
m_{R404a} (kg/s)	1,2
T_{sat} (°C)	50
Potencia (KW)	127,5

Tabla 8.4. Especificaciones de trabajo condensadora.

Para realizar esta simulación atendemos a las condiciones ambientales descritas propias de un ambiente húmedo y caluroso. Tras ejecutar el software implementado sin ayuda de los pulverizadores y suministrando más tarde humedad al aire de entrada, los resultados son los siguientes:

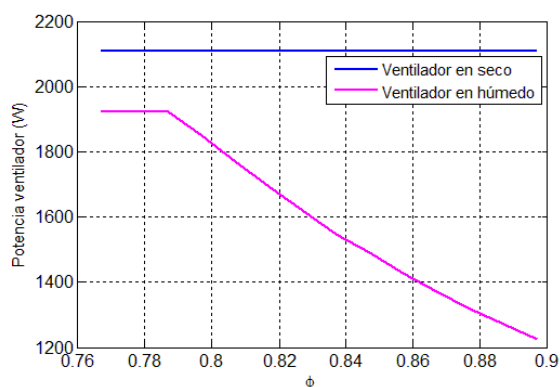


Figura 8.4. Evolución de la potencia de los ventiladores. [22]

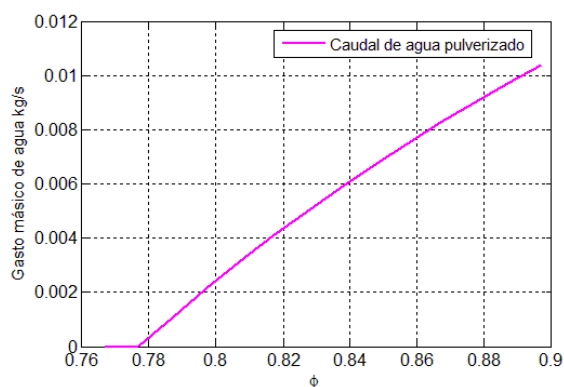


Figura 8.5. Evolución del gasto de agua pulverizada. [22]

Los resultados son muy similares a los obtenidos en la simulación del intercambiador funcionando como enfriadora. Como era de esperar la potencia del ventilador requerida es menor a medida que la humedad relativa del aire que ingresa aumenta. Por el mismo motivo el gasto de agua pulverizado aumenta conforme se eleva la humedad. Para poder comparar el funcionamiento de la condensadora que funciona en seco con aquella que funciona en modo adiabático se obtienen los datos operativos de la condensadora humidificando al máximo posible. Estos resultados se corresponden en las gráficas anteriores con los valores tomados por los parámetros al alcanzar la humedad relativa el 90 %, se muestran a continuación:

	condensadora en seco	Condensadora en húmedo $\phi_{m\acute{a}x}$
Régimen de giro ventiladores (rpm)	873	724
Potencia ventiladores (W)	2110	1225
Gasto de agua (kg/s)	-	0,011

Tabla 8.5. Resultados simulación condensadora operando a ϕ máxima. [22]

En este caso la mejora resulta más notable que en la enfriadora. El ahorro de potencia consumida por los ventiladores es del 72 % frente al 20 % de la enfriadora. Evidentemente el consumo de agua en el equipo que funciona en seco es nulo dado que el nebulizador permanece desactivado. Por tanto se determina que en este dispositivo resulta ventajoso activar el sistema de pulverización pese a la elevada humedad relativa existente en el ambiente. Esto se puede explicar por la potencia demandada. En la condensadora la potencia total es de 127,5 KW frente a los 200 KW de la enfriadora. Si se disminuye la temperatura del aire que incide sobre el haz de tubos el efecto será más notable en un dispositivo en el que la potencia demandada sea más baja.

8.2 Simulación 2. Ambiente caluroso seco

En este apartado se va a estudiar el funcionamiento de los dos equipos diseñados trabajando en un ambiente a altas temperaturas y con una humedad relativa baja. En estas condiciones se espera encontrar una gran mejoría en los resultados arrojados por la simulación de los dispositivos equipados con el sistema de pulverización. A pesar de encontrarse a una temperatura alta, el aire es capaz de asimilar gran humedad dado que el valor de ϕ es muy bajo. Como ya se vio en el apartado 4.2 este tipo de situaciones favorece la evaporación del agua pulverizada, disminuyendo la temperatura del aire a la entrada del equipo. Hay que escoger unas condiciones ambientales para la simulación que respondan al ambiente descrito, éstas se indican a continuación:

Condiciones ambientales	
T_{ai} (°C)	38
T_{wb} (°C)	18
ϕ	10,7 %

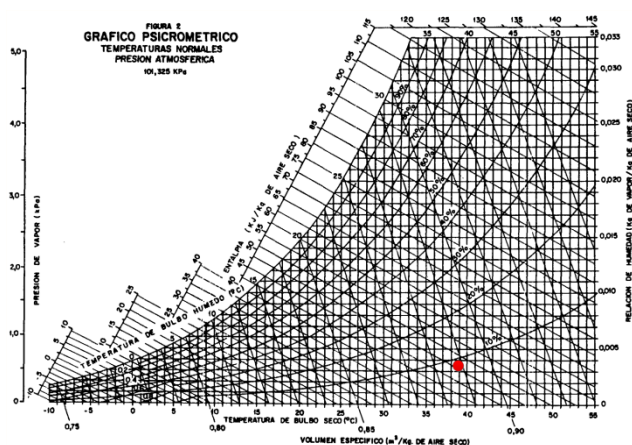


Figura 8.5. Condiciones ambientales simulación 2.

En el diagrama psicrométrico que se ha incluido en la figura 4.3 se puede apreciar el rango disponible en la humedad relativa del aire ambiente para aumentarla. Si comparamos este diagrama con el correspondiente al apartado anterior vemos que en este caso estamos

situados en el lado contrario del gráfico a pesar de que la temperatura de bulbo seco es muy similar en ambas situaciones. Así procedemos a ejecutar los programas de ambos equipos.

8.2.1 Simulación de la enfriadora

Siguiendo el procedimiento realizado en el apartado anterior, simulamos inicialmente la enfriadora para lo cual hay que establecer unos parámetros de operación. Para poder realizar una comparación más equitativa del funcionamiento del equipo en los dos ambientes citados vamos a someter a la enfriadora al mismo *duty* que el indicado en el apartado anterior. Los datos de consigna eran los siguientes:

Especificaciones enfriadora	
T_{wi} (°C)	57
T_{wo} (°C)	49
m_w (kg/s)	6
Potencia demandada (KW)	200

Tabla 8.6. Especificaciones de trabajo de la enfriadora

De este modo la demanda solicitada al equipo es la misma que la correspondiente al ambiente caluroso y húmedo. Bajo las nuevas condiciones se puede apreciar que la temperatura de bulbo seco es incluso superior por lo que es de esperar que el equipo requiera obligatoriamente de la actuación de los pulverizadores (recordemos que en el caso anterior el ventilador ya giraba a un régimen próximo al límite). Con esta información se realiza la simulación y graficamos los resultados obtenidos:

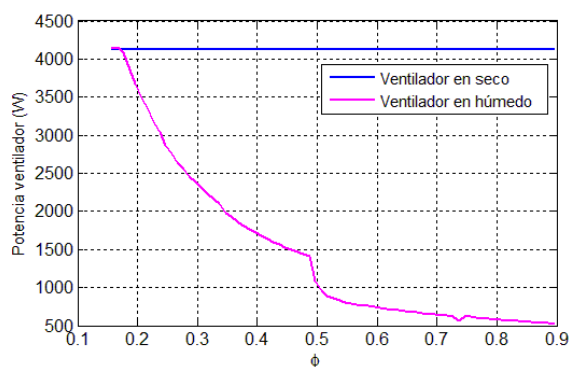


Figura 8.6. Evolución de la potencia de los ventiladores. [22]

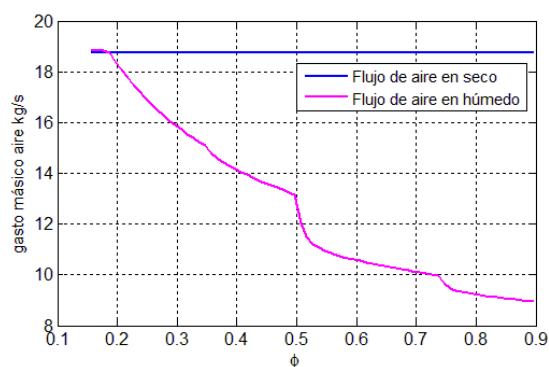


Figura 8.7. Evolución del gasto másico de aire. [22]

En este apartado se puede apreciar al igual que en el anterior la tendencia de la potencia consumida por los ventiladores a decrecer conforme se aumenta la humedad relativa. En cambio la magnitud con la que disminuye es mucho mayor, no hay más que echar un vistazo a la escala del eje vertical. Se observa como la potencia de alimentación de los ventiladores pasa

de unos 4000 W a un valor próximo a los 600 W por el hecho de activar el sistema de enfriamiento adiabático. Es en este tipo de condiciones en las que realmente se aprovecha este sistema ya que como se ha indicado anteriormente el margen de ganancia de humedad relativa es amplísimo. La potencia consumida por los ventiladores en seco está por encima de los 4000 W lo cual es un fuerte indicativo de que no estén cumpliendo con los requisitos establecidos. La segunda gráfica que hemos añadido describe la evolución del caudal másico de aire impulsado por los ventiladores en función de la humedad relativa establecida a la entrada. Se puede apreciar que en el caso de que el equipo funcione en seco este parámetro no varía, en cambio a medida que se aumenta la humedad relativa ambiental se necesita menos cantidad de aire para cumplir el objetivo establecido. Este hecho tiene el efecto ya citado en la potencia requerida por los ventiladores. Aprovechamos también los resultados de la figura 8.7 para corroborar la afirmación realizada en la página 40 acerca del caudal bombeado por los ventiladores. Entonces se dijo que el ventilador llegaba a forzar un flujo de entorno a $9 \text{ m}^3/\text{s}$. Si atendemos al gasto másico registrado en la gráfica anterior apreciamos que llega a ser del orden de 18 kg/s lo que supone 9 kg/s por cada ventilador. Si se introducen las correcciones al gasto másico de la densidad del aire, vemos que nos encontramos por debajo de la cifra expuesta en la página 40, respetando los límites indicados. Como ya se realizó en el apartado anterior, a continuación mostramos las especificaciones de trabajo del intercambiador funcionando en seco por un lado y con la máxima humedad relativa admisible por otro:

	Enfriadora convencional	Enfriadora adiabática
Régimen de giro ventiladores (rpm)	1100	518
Potencia ventiladores (W)	4132	523
Gasto de agua (kg/s)	-	0,069
Potencia del equipo (KW)	172,8	200

Tabla 8.7. Resultados simulación enfriadora operando a ϕ máxima. [22]

En los resultados obtenidos se ha remarcado a color algunos parámetros de operación. En el caso de la enfriadora convencional se ha indicado a rojo el régimen de giro de los ventiladores y la potencia del equipo. Se puede apreciar que la velocidad de giro de los ventiladores en este caso llega al límite nominal por lo que es bastante probable que el equipo esté a máxima carga y no llegue a conseguir el *duty* establecido. Esta hipótesis es corroborada por el dato de la potencia del equipo (172,8 KW) potencia que no llega a la necesaria. Por tanto estamos ante unas condiciones ambientales en las que el equipo no puede cumplir con las especificaciones de potencia si trabaja únicamente en seco.

Es en estos casos en los que recurrir al sistema de pre enfriamiento adiabático muestra definitivamente sus ventajas. Al simular la misma situación activando los pulverizadores obtenemos los resultados remarcados a color verde. El régimen de giro en este caso no llega a la mitad del máximo permitido por los ventiladores, de modo que se puede asegurar que el

equipo cumple con la potencia requerida. Así se confirma al ver el dato de la potencia del equipo, coincidiendo con la especificada al inicio del apartado. Hemos visto que si no se activan los pulverizadores no se podría cumplir con la demanda, pero las ventajas son mayores aún. Si nos fijamos en la potencia requerida por los ventiladores bajo ambas modalidades de funcionamiento se puede ver que la potencia consumida operando en húmedo es del orden de 7 veces menor que operando en seco. Es decir, consume una potencia bastante menor y es capaz de conseguir la temperatura de agua a la salida solicitada por el usuario. Esta clase de situaciones se suele dar en días calurosos de verano en los que la humedad en el ambiente es muy baja. En el caso práctico II se verá en promedio el número de horas de un año en que se cumple lo expuesto. De no ser por la instalación del sistema de enfriamiento adiabático no se podría haber cumplido con la demanda, por lo que dicho sistema no sólo brinda un ahorro energético si no que establece la diferencia entre cumplir o no con los requisitos establecidos. A continuación se va a operar el equipo trabajando en húmedo a plena carga para determinar así la máxima potencia de refrigeración asimilable bajo estas condiciones. Para ello se repite la simulación con los ventiladores girando a 1100 rpm. Los resultados obtenidos son los siguientes:

	Enfriadora convencional	Enfriadora adiabática
Régimen de giro ventiladores (rpm)	1100	1100
Potencia ventiladores (W)	4132	4221
Gasto de agua (kg/s)	-	0,13
Potencia del equipo máxima (KW)	172,8	350
Temperatura de salida del agua (°C)	50,1	43

Tabla 8.8. Resultados simulación a plena carga. [22]

La enfriadora trabajando en seco no se ha vuelto a simular para averiguar su máxima capacidad de refrigeración dado que en la simulación anterior no pudo conseguir el *dutty* solicitado, por lo que ya estaba trabajando al máximo de sus posibilidades. Por este motivo nos centramos únicamente en las cifras arrojadas por la enfriadora funcionando en húmedo. Observamos que la potencia máxima conseguida es de 350 KW lo que se traduce en un 75% extra frente a la potencia de consigna y más del doble de la potencia alcanzada por el equipo en seco. Con estos datos se determina que el agua sale del circuito de refrigeración a una temperatura 6 °C por debajo de la solicitada al inicio. El único aporte que hay que realizar al equipo para conseguir las mejoras citadas anteriormente es un gasto de agua pulverizado de 0,13 kg/s. Se puede decir que se trata de un consumo de agua elevado pero el ahorro que ello supone a la hora de alimentar los ventiladores lo justifica con creces como se verá en el caso práctico II. A parte del ahorro no olvidemos que en las circunstancias citadas el aporte de este caudal de agua resulta indispensable para cumplir con la potencia de consigna.

8.2.2 Simulación de la condensadora

Una vez más se estudia el funcionamiento de la condensadora trabajando en ambas modalidades bajo las condiciones ambientales correspondientes a este apartado. Los resultados que se esperan encontrar serán muy similares a los conseguidos en la simulación de la enfriadora acorde con el comportamiento del aire ante una humedad tan baja a la entrada. Las especificaciones de trabajo para la condensadora se muestran a continuación:

Especificaciones condensadora	
m_{R404a} (kg/s)	1,2
T_{sat} (°C)	50
Potencia (KW)	127,5

Tabla 8.9. Especificaciones de trabajo condensadora.

Notar que una vez más se demanda la misma potencia que en las condiciones ambientales del apartado anterior (ambiente caluroso húmedo). Con ello procedemos a simular el diseño de la condensadora, obteniendo los siguientes resultados:

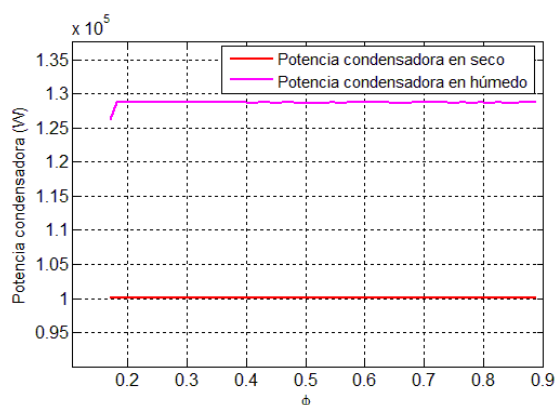


Figura 8.8. Potencia de la condensadora. [22]

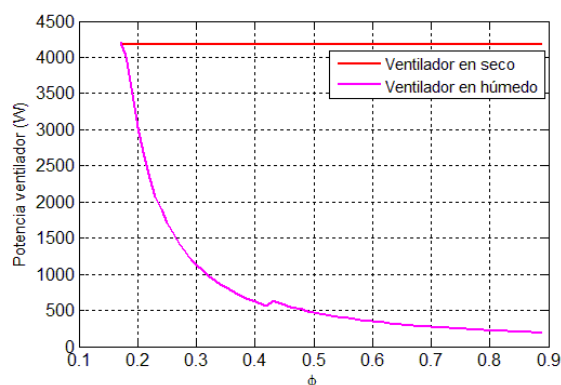


Figura 8.9. Evolución de la potencia de los ventiladores. [22]

A la vista de las representaciones anteriores, la condensadora no es capaz de cumplir con la potencia de consigna si trabaja únicamente en seco. En la primera gráfica se representa a rojo la potencia sin emplear el sistema de pulverización y a magenta empleándolo. Se puede apreciar que la potencia máxima desarrollada en seco es del orden de 100 KW, menor que la requerida. En la gráfica de la derecha se sigue el mismo código de colores para representar la potencia consumida durante la ventilación. Los ventiladores de la condensadora que funciona en seco consume una cifra muy elevada de energía (la correspondiente a mantener el máximo régimen de giro de éstos). Por otro lado si el mismo equipo opera en húmedo el consumo energético disminuye al aumentar la humedad relativa a la entrada del aire. A la vista de lo expuesto los resultados obtenidos se comportan acorde a lo predicho en un inicio. A

continuación recopilamos de nuevo la información del equipo funcionando a la máxima humedad posible para comparar el funcionamiento del equipo operando adiabáticamente frente al modo convencional. En la tabla siguiente se recogen estos resultados:

	condensadora convencional	Condensadora adiabática
Régimen de giro ventiladores (rpm)	1100	368
Potencia ventiladores (W)	4185	190
Gasto de agua (kg/s)	-	0,05
Potencia del equipo (KW)	100	127,5

Tabla 8.10. Resultados simulación condensadora. [22]

Los parámetros de funcionamiento obtenidos en seco ya han sido comentados y se marcan a color rojo por no ser capaz este equipo de cumplir con las especificaciones indicadas al inicio. A verde se muestran los resultados obtenidos en la simulación del mismo equipo en el caso de funcionar en húmedo. En este caso sí se cumple la demanda establecida, además con una gran mejora frente al sistema convencional. Cabe mencionar la gran diferencia en la potencia consumida por los ventiladores en el caso de humedecer al máximo el aire a la entrada. El gasto de agua pulverizada no es tan elevado como en la simulación de la enfriadora debido a que el caudal volumétrico de aire que ingresa es más bajo. Por lo general la mejora conseguida en la condensadora es mayor que en la enfriadora. Esto se debe a que la potencia requerida para la condensación es menor que en la enfriadora (200 KW vs 127,5 KW). De este modo la refrigeración del aire a la entrada se aprovecha en mayor magnitud.

Como ya se ha visto el equipo no es capaz de cumplir con la demanda en el caso de operar en seco. En estas condiciones en las que la potencia obtenida es menor que la nominal el caudal de refrigerante condensado disminuye respecto al solicitado por el usuario. Además del efecto comentado de no abastecer la potencia requerida (es decir, condensar menos refrigerante que el necesitado) se dan otros efectos que afectan al ciclo de refrigeración. A grandes rasgos, un ciclo de refrigeración básico adopta la distribución siguiente:

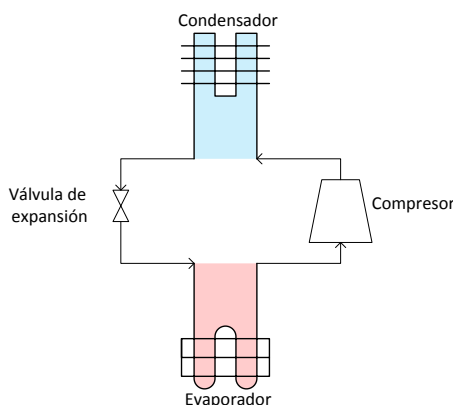


Figura 8.10. Esquema ciclo de refrigeración básico. [21]

Además del condensador se tienen otros elementos que completan el ciclo: un compresor, una válvula de expansión y un evaporador. En resumen, el funcionamiento del ciclo es el siguiente: por el interior de los tubos que forman el circuito circula el refrigerante empleado. El objetivo es aprovechar la propiedad de los fluidos que tienen durante el cambio de fase, absorbiendo calor al evaporarse y cediéndolo si condensa. La ventaja de los refrigerantes empleados en la industria estriba en su bajo punto de ebullición lo que permite emplearlo en este tipo de aplicaciones. Teniendo en cuenta este principio, se lleva a cabo el cambio de fase del refrigerante para extraer calor de un ambiente a refrigerar (situando en dicho punto el evaporador) para cederlo más tarde a otro punto siendo por lo general el exterior (lugar en el que se instala el condensador). Para que se den los cambios de fase correspondientes se requiere el empleo de un compresor y de una válvula de expansión los cuales aumentan y disminuyen respectivamente la presión del refrigerante, estableciendo así las condiciones necesarias para ello.

Con esta explicación ya se ha mostrado el funcionamiento básico de un ciclo de refrigeración. Si se diera el caso de que la potencia del condensador no fuera la suficiente para cambiar de fase todo el refrigerante (situación correspondiente a la simulación de la condensadora en seco) el ciclo anterior se vería alterado. Los parámetros de la ecuación que cuantifican la energía liberada en el condensador se modifican por el mismo motivo. La repercusión en el ciclo estriba en un aumento de la presión del refrigerante en el condensador lo cual altera la eficiencia del intercambiador (COP). El COP se define de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{w_{comp}} = \frac{1}{\frac{T_{cond}}{T_{evap}} - 1} \quad (8.1)$$

Físicamente el parámetro anterior representa la potencia de refrigeración obtenida dado un aporte en forma de potencia eléctrica. Por tanto cuanto mayor sea este factor más se estará aprovechando la energía eléctrica que se aporta al ciclo. A la vista de la expresión matemática que lo define, cuanto más próximas se encuentren las temperaturas del condensador y del evaporador mayor será el COP. Si el condensador no alcanza la potencia requerida como se ha comentado la presión de condensación se eleva. Esto hace que la temperatura del refrigerante en el condensador aumente también, disminuyendo el COP. De este modo se aprecia que en la simulación realizada la condensadora operando en seco no sólo no es capaz de alcanzar la potencia nominal si no que la eficiencia del ciclo disminuye. Para realizar un cálculo aproximado de la bajada de esta eficiencia acudimos al software *Cyclepad*. En él simularemos un ciclo básico de refrigeración para más tarde analizar los resultados. *Cyclepad* no dispone en su base de datos del refrigerante que se ha empleado a lo largo de este documento, aun así podemos emplear cualquier otro dado que el comportamiento ante estas circunstancias es muy similar. Seleccionamos así el refrigerante R12 para realizar la simulación.

Para introducir en el programa la situación descrita realizamos dos simulaciones. En la primera se simula las condiciones en las que el ciclo de refrigeración cumple con la potencia

demandada, siendo esta de 118.5 KW . El caudal que se debe condensar es de 1.2 kg/s (el mismo que en la simulación realizada en el clima caluroso y seco). En la segunda simulación se expone la misma situación pero el condensador no es capaz de abastecer la demanda. En estas condiciones el caudal condensado disminuye y la presión del refrigerante condensado aumenta como ya se comentó. A continuación se representan los ciclos de refrigeración referidos a las simulaciones 1 y 2 respectivamente:

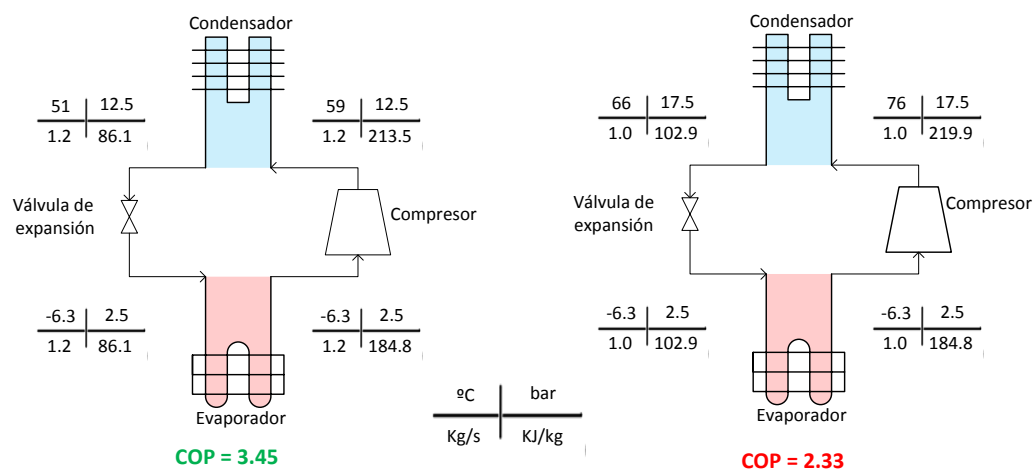


Figura 8.11. Representación propiedades refrigerante en las simulaciones 1 y 2. [21]

En los ciclos representados se ha incluido entre los componentes las propiedades del refrigerante que recorre el ciclo. En la segunda figura se observa que el gasto másico a condensar disminuye y la presión alcanzada por el refrigerante en estado gaseoso aumenta en el condensador. De este modo la potencia a la que se llega es de $81,85 \text{ KW}$ siendo ésta menor que la nominal. Ahora se va a analizar el efecto que tiene no cumplir con la demanda en la eficiencia del ciclo. Para ello se muestran a continuación los diagramas T-s de cada simulación:

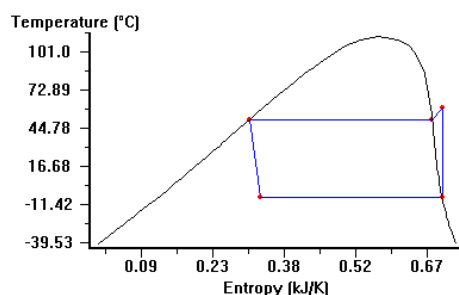


Figura 8.12. Diagrama T-s simulación 1. [21]

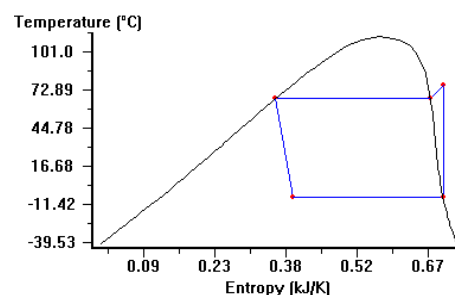


Figura 8.13. Diagrama T-s simulación 2. [21]

El diagrama de la derecha, el cual se corresponde con el ciclo que no alcanza la potencia nominal, la temperatura a la que se da la condensación es más elevada que en el gráfico de la izquierda. Esto se debe al ya citado aumento de la presión del refrigerante en el condensador. Este hecho tiene un efecto negativo en el COP. Como ya vimos si las temperaturas entre el evaporador y el condensador se distancian afecta de forma negativa a la eficiencia. Este hecho

es corroborado por los valores arrojados por *Cyclepad*, disminuyendo el COP desde 3,45 a 2,33. Con este razonamiento se pretende exponer que si una condensadora no es capaz de cumplir con la demanda no sólo tiene este problema si no que su eficiencia continúa bajando.

8.3 Simulaciones 3 y 4. Ambiente frío húmedo y seco.

Además de las dos condiciones ambientales en las que se han realizado las simulaciones anteriores (ambiente caluroso húmedo y seco) se podrían indicar los resultados obtenidos para un ambiente frío siguiendo el mismo patrón para la humedad relativa. En ambientes fríos ambos equipos funcionando en seco y en húmedo son capaces de conseguir la potencia de consigna establecida. Para corroborar esta afirmación nos remitimos a la simulación realizada en el ambiente caluroso y húmedo, con una temperatura de bulbo seco de 32°C. Bajo estas condiciones tanto la enfriadora como la condensadora fueron capaces de abastecer la demanda por lo que es de suponer que este hecho se repetirá si la temperatura ambiental disminuye. Por este motivo se ha decidido no incluir las simulaciones correspondientes en el presente documento por considerar dicha información redundante. Los resultados arrojados en estas simulaciones no incluidas siguen el comportamiento de los apartados anteriores. Cuanto más seco sea el ambiente más margen se dispone para disminuir la temperatura del aire adiabáticamente a la entrada y más se ahorra en el consumo de energía al excitar los ventiladores. Análogamente, si la humedad ambiental es elevada las diferencias en la eficiencia del equipo que trabaja en seco y en húmedo se hacen más estrechas.

8.4 Simulación 5. Condiciones que requieren pre enfriamiento adiabático

Hasta el momento se han llevado a cabo diferentes simulaciones en las que según las condiciones ambientales y de trabajo el equipo diseñado podía cumplir con la demanda por sí sólo o por el contrario requería del sistema de humidificación. Como ejemplo de ello se determinó que si la temperatura de bulbo seco es bastante elevada con independencia de la humedad ambiente el dispositivo no era capaz de funcionar sin los pulverizadores. En este apartado se pretende estudiar determinadas situaciones en las que debido a las condiciones ambientales y de proceso impuestas la humidificación del aire a la entrada resulta indispensable. Además del caso en el que la temperatura de bulbo seco sea demasiado elevada se distinguen otros parámetros de operación con los que el pre enfriamiento del aire sea obligatorio para el correcto funcionamiento:

- Situaciones en las que la temperatura de salida del agua demandada en una enfriadora es menor que la del aire a la entrada.
- Situaciones en las que la temperatura de saturación del refrigerante que se está condensando esté por debajo de la temperatura del aire ambiente.

- Situaciones en las que la temperatura a la cual se desee subenfriar un refrigerante tras ser condensado sea menor que la del aire ambiente.

En los casos citados anteriormente es físicamente imposible cumplir las especificaciones de trabajo. Esto se debe a que no existe margen posible en la diferencia de temperaturas para que la transferencia de calor se lleve a cabo en el sentido correcto (esto es del fluido de trabajo al aire y no al revés). Por ello resulta indispensable disminuir la temperatura del aire a la entrada para lo que empleamos el sistema diseñado de nebulización de agua situado en la toma de aire.

8.4.1 Caso 1. Temperatura de salida del agua por debajo de la temperatura ambiente.

En la situación actual se pretende refrigerar un caudal de agua a una temperatura que esté por debajo de la de bulbo seco del aire que rodea al equipo. Para comprobar el funcionamiento del equipo en dichas condiciones (empleando evidentemente el pre enfriamiento adiabático) hacemos la simulación del caso que se expone a continuación:

Condiciones ambientales		Especificaciones enfriadora	
T_{ai} (°C)	38	T_{wi} (°C)	43
T_{wb} (°C)	20	T_{wo} (°C)	34
T_{pr} (°C)	9	m_w (kg/s)	5
ϕ	17 %	Potencia demandada (KW)	189

Tabla 8.11. Especificaciones de simulación de la enfriadora.

Si se quiere cumplir con los requisitos de demanda indicados anteriormente, la temperatura del aire ha de disminuir al menos 4 °C igualando así la temperatura de salida del agua. El proceso se detalla gráficamente en la figura siguiente:

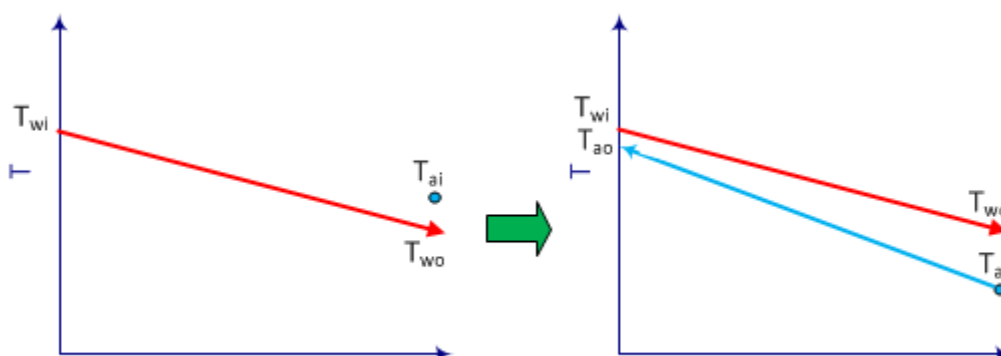


Figura 8.14. Proceso de enfriamiento modificando la temperatura del aire a la entrada.[24]

En la representación anterior se observa que en la gráfica de la izquierda (situación inicial) no ocurre intercambio de calor alguno entre ambos fluidos. En cambio al refrigerar el aire que

ingresa al equipo (gráfica de la derecha) se da un intercambio de energía en el sentido favorable. Cuanto más se disminuya la temperatura del aire que ingresa mayores serán las prestaciones del equipo para enfriar el agua que circula por el haz de tubos. Durante esta simulación se ha aprovechado para mostrar la polivalencia del programa realizado reduciendo el caudal de agua refrigerado frente a las simulaciones anteriores. Como se vio durante el diseño del equipo y del programa al variar el caudal la velocidad del agua se ajusta automáticamente dentro del rango admisible fijado por el material de los tubos. En estas condiciones se ejecuta la simulación y se exponen a continuación los resultados:

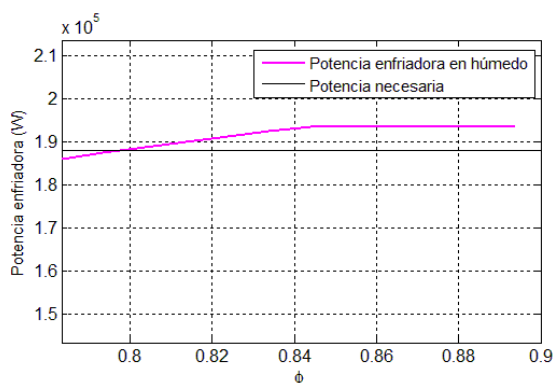


Figura 8.15. Evolución de la potencia de la enfriadora. [22]

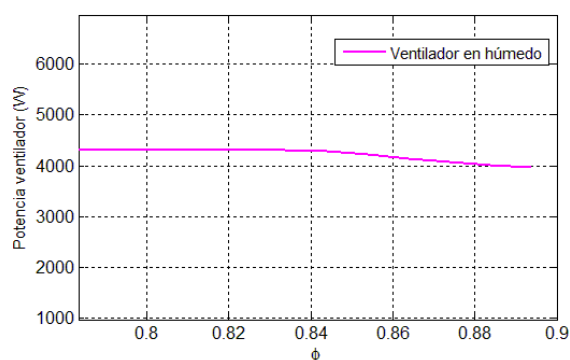


Figura 8.16. Evolución de la potencia de los ventiladores. [22]

En las gráficas anteriores se muestra la evolución de la potencia de la enfriadora y de los ventiladores en función de la humedad relativa alcanzada a la entrada. Lo primero que llama la atención es el rango de valores que aborda la humedad relativa en el eje horizontal. A pesar de que la humedad del aire ambiente es muy baja ($\phi = 17\%$) la representación comienza para un valor de $\phi = 78\%$. Esto se debe a que durante el desarrollo del programa primero se intenta funcionar en seco, lo cual es imposible. Tras ello trata de funcionar aumentando progresivamente la humedad relativa hasta el punto mínimo en el que la bajada de temperatura del aire permite el funcionamiento del equipo. Por tanto en la simulación realizada se ha incrementado la humedad relativa desde su valor de entrada hasta llegar al valor que permita cumplir los requisitos establecidos, siendo esta humedad relativa $\phi = 78\%$. Por este motivo se puede decir que el equipo está trabajando cerca de su límite de potencia teniendo que humidificar el aire hasta un valor cercano al máximo. El régimen de giro de los ventiladores final tras humidificar es de 1067 rpm de modo que están trabajando casi a plena carga. Por ello la curva que representa la evolución de la potencia consumida por los ventiladores con la humedad se mantiene al principio entorno a un mismo valor, siendo este el de máxima potencia de los mismos. Al aumentar la humedad a un valor de $\phi = 84\%$ la potencia consumida comienza a disminuir levemente debido al pre enfriamiento conseguido en el aire. En cuanto a la potencia conseguida en el equipo operando adiabáticamente se puede decir que se encuentra muy próxima a la necesaria para cumplir con la demanda. Se aprecia una ligera pendiente positiva a medida que se aumenta la humedad del aire que

ingresa, como sucede en el resto de las simulaciones. Este paulatino incremento se ve frenado rápidamente por el límite al que se puede humedecer el aire.

Como vemos la enfriadora está trabajando en unas condiciones cercanas a su límite, a pesar de ello es capaz de cumplir con el *duty* establecido. Si no fuera por el pre enfriamiento adiabático del aire no habría sido posible llevar a cabo este proceso de refrigeración, por lo que hemos encontrado una clara ventaja del sistema diseñado.

8.4.2 Caso 2. Temperatura del aire superior a la de saturación y a la de subenfriamiento del refrigerante.

En este segundo caso se va a estudiar la posibilidad de condensar un refrigerante cuya temperatura de saturación es inferior a la del aire de entrada. Unido a ello, se incluirá en el estudio la viabilidad de subenfriar el refrigerante una vez condensado, llegando a una temperatura también inferior a la ambiente. Como resulta evidente la condensadora debe funcionar obligatoriamente en húmedo si se quiere cumplir con las especificaciones indicadas. En la siguiente gráfica ilustramos el proceso que se pretende llevar a cabo:

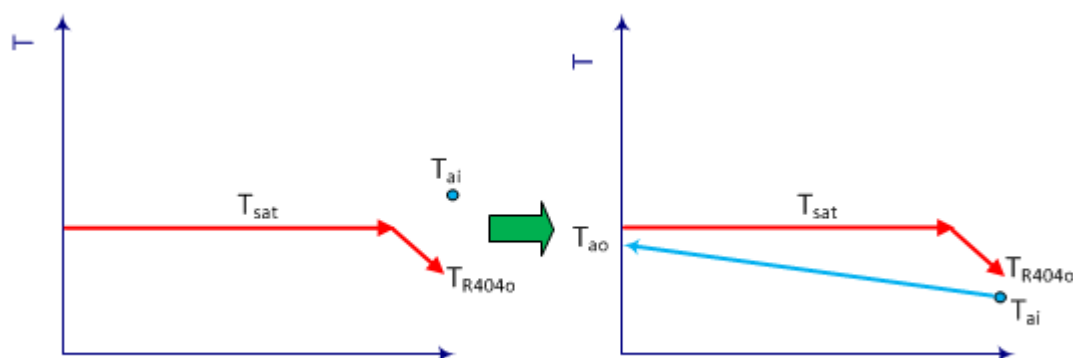


Figura 8.17. Proceso de enfriamiento modificando la temperatura del aire a la entrada.[24]

En la gráfica de la izquierda se muestra la evolución de la temperatura deseada en el refrigerante, proceso imposible debido a la temperatura del aire. Por otro lado en la gráfica de la derecha se expone del mismo modo este proceso habiendo refrigerado el aire a la entrada del equipo, haciendo físicamente posible el intercambio de calor. Para realizar esta simulación recurrimos a las mismas condiciones ambientales indicadas en el caso anterior de la enfriadora. Los parámetros de operación que ha de cumplir la condensadora se muestran en la siguiente tabla:

Condiciones ambientales		Especificaciones condensadora	
T_{ai} (°C)	38	m_{R404a} (kg/s)	0,72
T_{wb} (°C)	20	T_{sat} (°C)	35
T_{pr} (°C)	9	$T_{R404out}$ (°C)	30
ϕ	17 %	Potencia demandada (KW)	94,1+5,5=99,6

Tabla 8.12. Especificaciones de simulación de la enfriadora.

Nótese que la potencia demandada a la condensadora se encuentra desglosada en dos sumandos. Esto nos sirve para indicar que una parte de la potencia se emplea en condensar el refrigerante y la otra en subenfriarlo una vez ha condensado. Para realizar esta simulación se ha seleccionado una temperatura de saturación de 35 °C, inferior a la que se consideró durante el diseño (entorno a 50 °C). Esta modificación se debe a la inverosimilitud existente en una simulación si la temperatura ambiente se encontrara por encima de 50 °C. Al modificar este parámetro hay que ajustar evidentemente las propiedades del refrigerante R404a ya que algunas de ellas como la densidad son altamente dependientes con la temperatura. Una vez realizadas las modificaciones necesarias sobre el código base, se realiza la simulación con la que se obtienen los siguientes resultados:

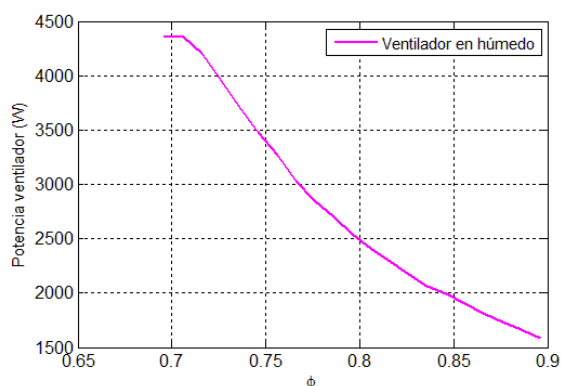


Figura 8.18. Evolución de la potencia de los ventiladores. [22]

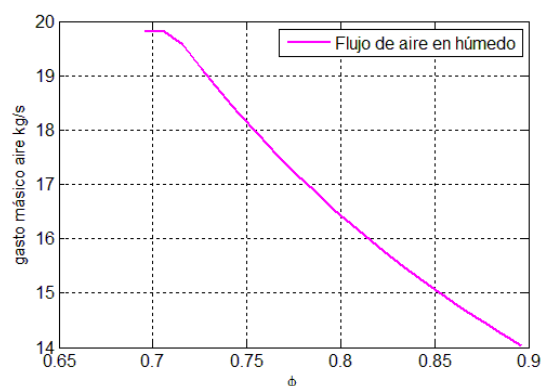


Figura 8.19. Evolución del caudal de aire. [22]

En las gráficas anteriores aparece representada la evolución de la potencia de excitación de los ventiladores y del caudal de aire que ingresa al equipo conforme aumenta ϕ . Como en la simulación anterior, a pesar de que la humedad relativa del aire ambiente es del 17 % las representaciones comienzan para un valor de $\phi = 70$ %. Este hecho se explica del mismo modo: para humedades menores del 70 % el sistema de refrigeración del aire a la entrada no es capaz de disminuir lo suficiente su temperatura como para cumplir con los requisitos de operación. En cambio, una vez se llega a la humedad relativa indicada el equipo puede hacer frente a la demanda trabajando a máxima carga.

Se puede apreciar que si se continúa elevando la humedad el equipo no opera al máximo de sus posibilidades, disminuyendo la potencia de alimentación de los ventiladores

progresivamente. Análogamente el caudal de aire requerido disminuye al aumentar también la humedad relativa. Los resultados de la simulación una vez llega la humedad al máximo posible, $\phi = 90 \%$ son los siguientes:

	Condensadora adiabática
Régimen de giro ventiladores (rpm)	778
Potencia ventiladores (W)	1587
Gasto de agua (kg/s)	0,072
Potencia del equipo (KW)	99,6

Tabla 8.13. Resultados simulación condensadora a máxima humedad. [22]

En la tabla anterior observamos que el régimen de giro establecido tras humidificar al máximo es de 778 *rpm*. Este dato muestra que el equipo todavía dispone de un margen para aumentar la potencia demandada hasta llegar a una velocidad de giro de 1100 *rpm*. Cabe destacar que las condiciones ambientales de esta simulación son las mismas que en la simulación de la enfriadora en el apartado anterior. En esta última el equipo proporcionaba la potencia indicada también pero operaba en condiciones prácticamente límite a diferencia de la condensadora. Una vez más explicamos este comportamiento con la diferencia de potencia demandada para cada uno de los equipos. El caso que hemos simulado es de especial interés en este proyecto dado que de no ser por la implementación del sistema de pulverización la condensadora no podría haber funcionado, teniendo en esta situación que acudir a otra alternativa de condensación.

A lo largo de este apartado se ha descrito el funcionamiento de los dos dispositivos diseñados operando tanto en húmedo como en seco. Para ello se recurrido a una serie de condiciones atmosféricas y de trabajo hipotéticas que permitieran plasmar las ventajas y desventajas del sistema de pre enfriamiento adiabático del aire. A continuación se propone en el siguiente apartado un ejemplo más real en el que las condiciones atmosféricas en las que se lleva a cabo la simulación son tomadas de datos históricos.

9 Caso práctico II. Ejemplo práctico de funcionamiento.

En este apartado se va a llevar a cabo una simulación del funcionamiento operativo del aero refrigerador funcionando como enfriadora y condensadora en una situación más realista. Para ello se cuenta con una zona industrial ficticia sita en la Comunidad de Madrid. En estas condiciones se pretende instalar en una fábrica los dos dispositivos diseñados junto al sistema de pre enfriamiento del aire, teniendo así que cumplir con una demanda establecida. En la instalación descrita se llevará a cabo la simulación de su funcionamiento a lo largo del año 2012. Para llevar a cabo este estudio hemos acudido a la página web *REDOTE* en la que se brinda la información meteorológica de diferentes épocas en la ciudad en la que vamos a realizar la simulación. Para ser más exactos los datos meteorológicos son procedentes de Arganda del Rey (Madrid).

Una vez se dispone de toda la información de las condiciones atmosféricas del año 2012 organizada como se expuso en el apartado 7.3, implementamos el software. El caso hipotético que vamos a seguir para la simulación se describe a continuación:

La fábrica a la cual tiene que cubrir el aero refrigerador abre todos los días del año con un horario de 09:00 a 14:00. Se encuentra la particularidad de que la demanda de potencia a cada uno de los equipos instalados difiere según la hora. En la tabla siguiente se indican los requisitos de operación según el momento del día:

HORA	Potencia requerida (KW)	
	Enfriadora	Condensadora
09:00 - 12:00	180	106,3
12:00 - 14:00	220	142,2 (127,5 condensar + 14,7 subenfriar)

Tabla 9.1. Demanda de la fábrica.

A la vista de la tabla anterior se aprecia que la potencia que tiene que proporcionar cada equipo toma dos valores, siendo mayor en las dos últimas horas de funcionamiento de cada día. Nótese que en la condensadora la potencia requerida desde las 12:00 hasta las 14:00 es superior que en las primeras horas de la mañana debido a que además de la condensación de un caudal superior de refrigerante la demanda exige subenfriar el fluido hasta una cierta temperatura. En estas condiciones se realiza la simulación de ambos equipos operando durante todos los días del año. Una vez finalizada se pretende estudiar los datos obtenidos prestando especial interés a los siguientes puntos:

- Días en los que no se podría haber cumplido la demanda de la fábrica de no ser por la existencia del sistema de refrigeración adiabático.
- Diferencia en el coste de alimentación de los ventiladores.
- Coste extra asociado al suministro de agua pulverizada.

- Diferencia total de coste entre ambos equipos durante su vida operativa.
- Determinar en qué condiciones es recomendable emplear la pulverización de agua.

Con estas ideas expuestas las cuales se analizarán se da paso a los resultados arrojados por las simulaciones correspondientes.

9.1 Simulación anual de la enfriadora.

En el presente apartado se va a realizar la simulación del aero refrigerador trabajando como enfriadora, operando tanto en húmedo como en seco. Para ello se cuenta con la hipotética situación indicada anteriormente. En la tabla siguiente mostramos de manera más detallada la demanda realizada por la fábrica a la enfriadora:

HORA	m_w (kg/s)	T_{wi} (°C)	T_{wo} (°C)	Potencia requerida (KW)
09:00 - 12:00	6	50	42,8	180
12:00 - 14:00			41,2	220

Tabla 9.2. Especificaciones de trabajo de la enfriadora.

A la vista de las especificaciones de operación expuestas en la tabla 9.2, se aprecia que a lo largo de las cinco horas de funcionamiento, en las tres primeras se demanda una potencia menor que durante las dos últimas. Esta variación en la potencia requerida tendrá un efecto en los resultados obtenidos en la simulación, sobre todo en los meses más calurosos. Tras introducir toda esta información al programa guía que se diseñó para esta simulación, ejecutamos el software a lo largo del año 2012 del cual obtenemos gran cantidad de datos para analizar. Dada la magnitud de los parámetros arrojados por el programa, se ha considerado mejor opción presentar los resultados primero de manera gráfica para dar así una idea de cómo ha funcionado operativamente el equipo. Más tarde se mostrarán los datos obtenidos de manera analítica, los cuales emplearemos para realizar los cálculos correspondientes. A continuación se van a mostrar una serie de gráficas. En cada una de ellas se describe la evolución de distintos parámetros considerados relevantes a lo largo del año en el que se realiza el estudio.

- Gráfica 1. Potencia total de refrigeración.

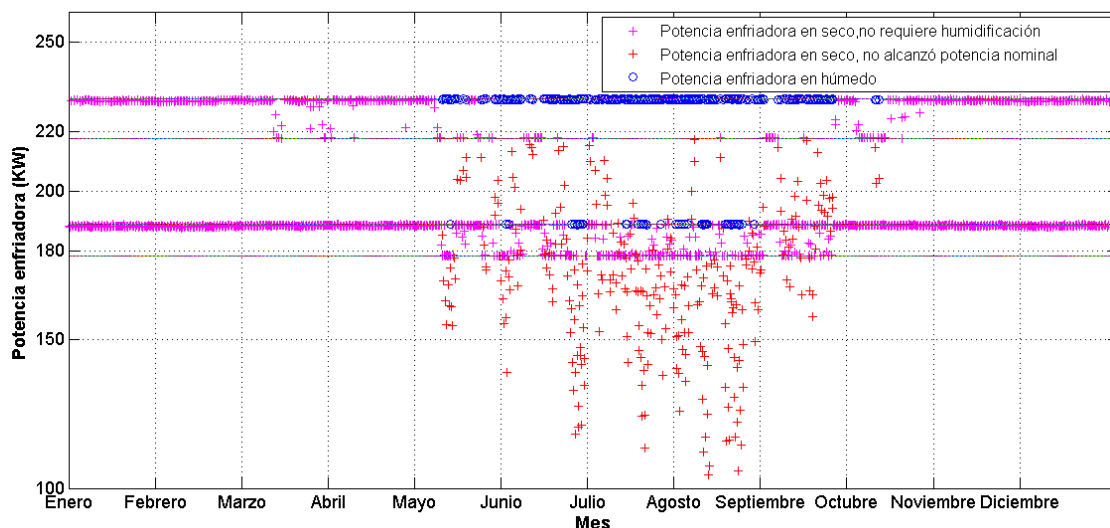


Figura 9.1. Evolución de la potencia de la enfriadora en el año 2012. [22]

En la gráfica anterior se representa la potencia alcanzada por la enfriadora para todas las horas de funcionamiento a lo largo del año 2012. Los datos se han monitorizado con una frecuencia de una toma de datos por hora. De este modo cada marca realizada en el gráfico indica la potencia del equipo durante una hora concreta, por lo que la figura contiene más de 1800 puntos. En la leyenda se distinguen tres tipos de datos diferentes representados con distintas formas y colores:

- Las cruces rosas representan la potencia de la enfriadora en caso de que el equipo haya sido capaz de alcanzar la potencia demandada sin necesidad del sistema de humidificación.
- Los círculos azules indican la potencia del equipo en el caso de que éste no pueda cumplir la demanda por sí sólo, siendo necesario activar el sistema de pre enfriamiento adiabático.
- Las cruces rojas representan la máxima potencia que el equipo llegó a alcanzar funcionando en seco en caso de que no lograra cumplir con la potencia demandada. Por tanto, por cada cruz roja representada hay un círculo azul situado a una potencia mayor (la requerida).

Lo primero que llama la atención es la aglomeración de cruces rosas y círculos azules entorno a dos valores de la potencia, 180 KW y 220 KW. Estos dos valores se corresponden con la potencia de consigna de las dos franjas horarias estudiadas. Si el equipo opera entre las 09:00 y las 12:00 tendrá que disipar una potencia de 180 KW y si lo hace entre las 12:00 y las 14:00 la potencia será de 220 KW. Las dos líneas negras horizontales que acotan cada rango de potencia representan los límites admisibles de convergencia que se han tenido en cuenta

durante la simulación. Es decir, se daba por buena la potencia que estuviera dentro de la región comprendida entre ambas líneas. El rango de convergencia admisible comprende aquellos valores de potencia que excedan en un 5 % la potencia nominal y aquellos que queden un 1 % por debajo del valor nominal. El rango establecido no considera intervalos iguales para valores con exceso que por defecto de potencia. Esto se debe a que un exceso en la potencia nominal no se considera tan crítico como un defecto de ésta, pudiendo incluso resultar inútil los resultados de operación en este último caso.

Si en unas condiciones determinadas el dispositivo en seco no es capaz de proporcionar la potencia demandada se indica el valor alcanzado con una cruz roja, se activa el pulverizador y se marca con un círculo azul la potencia alcanzada (que coincide con la demandada en ese momento). Por este motivo las cruces rojas no se encuentran en torno a unos valores determinados como el resto de las marcas del gráfico. Como es evidente, la enfriadora tendrá menos dificultad de cumplir con la demanda los meses fríos y templados del año. En su contra, en verano tendrá más problemas para refrigerar el caudal de agua hasta el punto necesario. Este efecto se aprecia en el gráfico con facilidad. Salvando los meses centrales del año (desde Mayo hasta finales de Septiembre) los indicadores de la potencia son cruces rosas lo que indica que el dispositivo ha sido capaz de funcionar de manera convencional sin ayuda del humidificador. En cambio, en los meses restantes los indicadores son en su mayoría círculos azules, lo que indica que se requirió el pre enfriamiento adiabático del aire para proporcionar la potencia nominal.

Nótese que en los meses de verano hay más círculos azules entorno a la potencia de 220 KW que de 180 KW. Es decir, el equipo tiene mayor facilidad para funcionar en seco si la potencia demandada es más baja. Además de este hecho se junta otro parámetro de importancia; durante las primeras horas del día la temperatura es todavía suave por lo que según las condiciones ambientales de ese día el equipo puede cumplir con la demanda de manera convencional, sin los pulverizadores. En cambio, tras sobrepasar el mediodía además de ser la potencia de consigna más elevada, la temperatura es más acusada por lo que casi en la totalidad de las horas de funcionamiento se requiere la humidificación, lo cual se indica con un círculo azul. Tras ver la evolución de la potencia de la enfriadora a lo largo del año 2012 y el modo en que se complementan los dos métodos de funcionamiento, procedemos a representar la potencia consumida por los ventiladores.

- Gráfica 2. Potencia de los ventiladores.

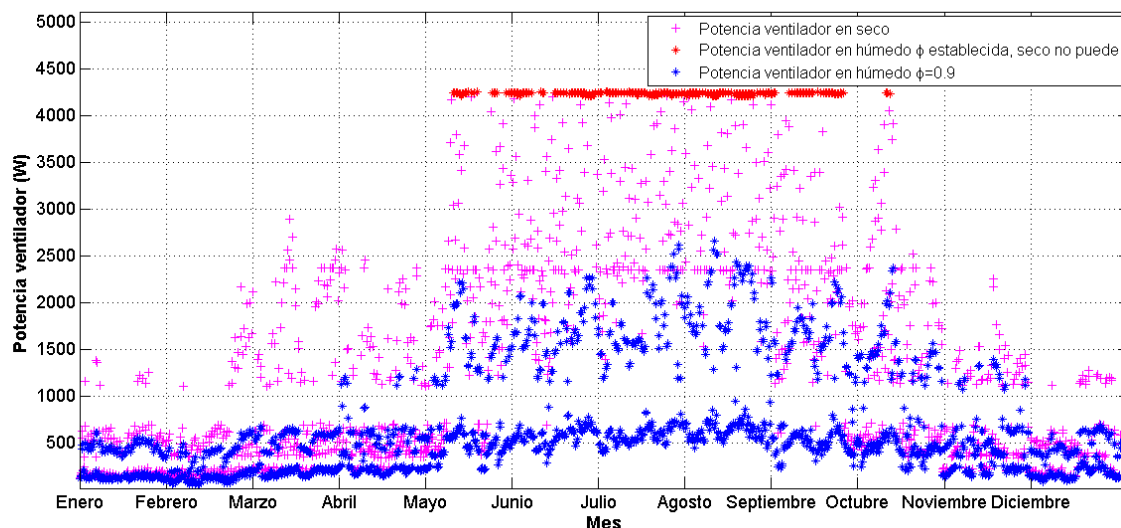


Figura 9.2. Evolución de la potencia de los ventiladores en el año 2012. [22]

En este gráfico se representa la potencia consumida por los ventiladores a lo largo de todo el año para las horas en las que ha funcionado la enfriadora. Una vez más se recurre al código de colores para hacer referencia a diferentes fuentes de datos:

- Las cruces rosas indican la potencia de los ventiladores en caso de que el equipo sea capaz de cumplir con la demanda en seco.
- Los asteriscos rojos representan la potencia de los ventiladores en el supuesto de que se requiera humidificar el aire para cumplir con la demanda. La humidificación aportada es la justa y necesaria para proporcionar la potencia de refrigeración requerida. De este modo si para una hora determinada hay una señal roja no hay otra rosa dado que el equipo no pudo operar por sí mismo en seco.
- Los asteriscos azules indican la potencia consumida por los ventiladores si durante todas las horas de funcionamiento se humidifica hasta el máximo ($\phi = 90\%$).

El comportamiento seguido por los datos representados se puede explicar con los mismos planteamientos llevados a cabo en la gráfica de la potencia del equipo. Los asteriscos rojos únicamente se localizan en los meses más calurosos, indicando que en estas circunstancias la enfriadora es incapaz de trabajar en seco. Nótese que estas marcas se encuentran dispuestas entorno al mismo valor de potencia, siendo esta potencia la consumida por los ventiladores a plena carga. En las horas de funcionamiento en las que no se encuentra un asterisco rojo aparece en su lugar una cruz rosa indicando que el equipo puede operar en seco. Éstas se reparten sobre todo en los meses de temperaturas más suaves debido a las facilidades que estas características confieren. Cabe destacar que en estos meses templados las marcas se aglomeran entorno a potencias bajas, por otro lado, en los meses de verano las marcas rosas llegan a valores más elevados (por debajo del límite formado por la franja de asteriscos rojos).

Además de las marcas descritas, se aprecia que los asteriscos azules aparecen representados para todas las horas de funcionamiento. La tendencia seguida por estas marcas es muy similar a la de las cruces rosas. Sin embargo, hay que remarcar el hecho de que a lo largo de todo el año de funcionamiento las marcas azules se encuentran por debajo de las rosas. Es decir, cuando se activa el humidificador y se alcanza el valor máximo de humedad relativa $\phi = 90\%$, la potencia requerida por los ventiladores es inferior que si no se pulveriza agua a la entrada. Por el mismo razonamiento resulta evidente que la potencia empleada por los ventiladores si se humidifica al máximo será menor que si sólo se humidifica lo necesario para cumplir con el *duty* establecido (asteriscos rojos).

- Gráfica 3. Gasto de agua pulverizada.

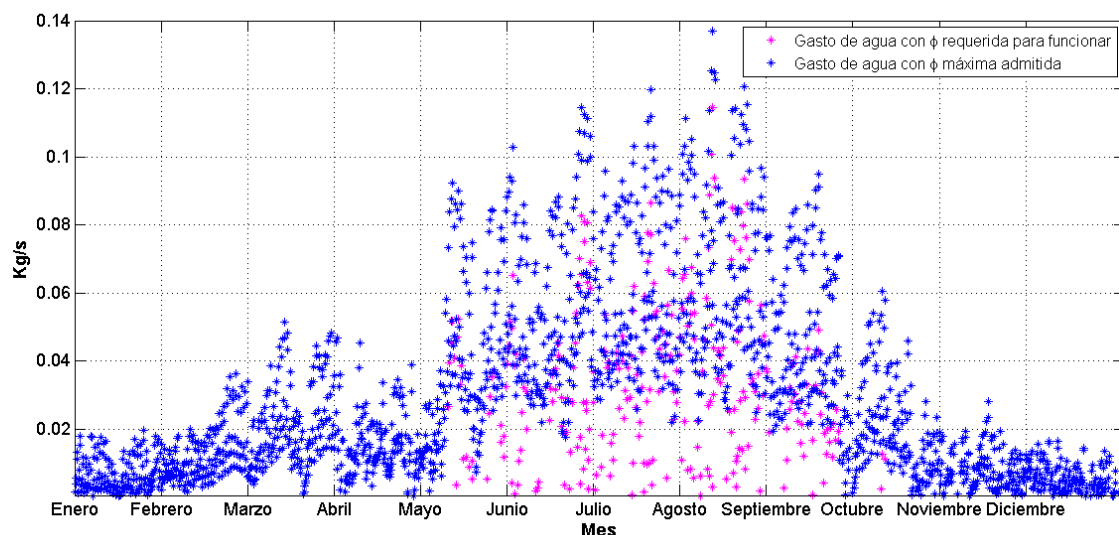


Figura 9.3. Evolución del consumo de agua pulverizada en el año 2012. [22]

En esta figura aparece representado el gasto másico de agua pulverizado para todas las horas de funcionamiento simuladas. El consumo de agua es un dato de interés de cara a determinar la viabilidad económica del sistema de refrigeración adiabático que se ha instalado. En el gráfico se reconocen dos tipos de marcas:

- Los asteriscos rosas indican el gasto másico de agua pulverizado requerido para cumplir con la potencia demandada en el caso de que el equipo no pueda hacerlo en seco. Este gasto de agua es el justo y necesario para cumplir con los requisitos establecidos.
- Los asteriscos azules representan el gasto másico de agua pulverizado si durante todas las horas simuladas se humidifica el ambiente al máximo permitido (pueda el equipo o no funcionar en seco).

De este modo si a una hora dada hay una marca rosa quiere decir que en ese momento el dispositivo no pudo trabajar en seco, requiriendo una humedad relativa a la entrada mínima que refrigere el aire que ingresa al haz de tubos. Por este motivo los asteriscos rosas se concentran en los meses centrales del año. Por otro lado, las marcas azules se extienden a lo largo de todo el año. Que existan no quiere decir que el equipo no pueda funcionar en seco, simplemente se emplearán para comparar más tarde el funcionamiento convencional con el adiabático.

- Gráfica 4. Humedad relativa en el ambiente.

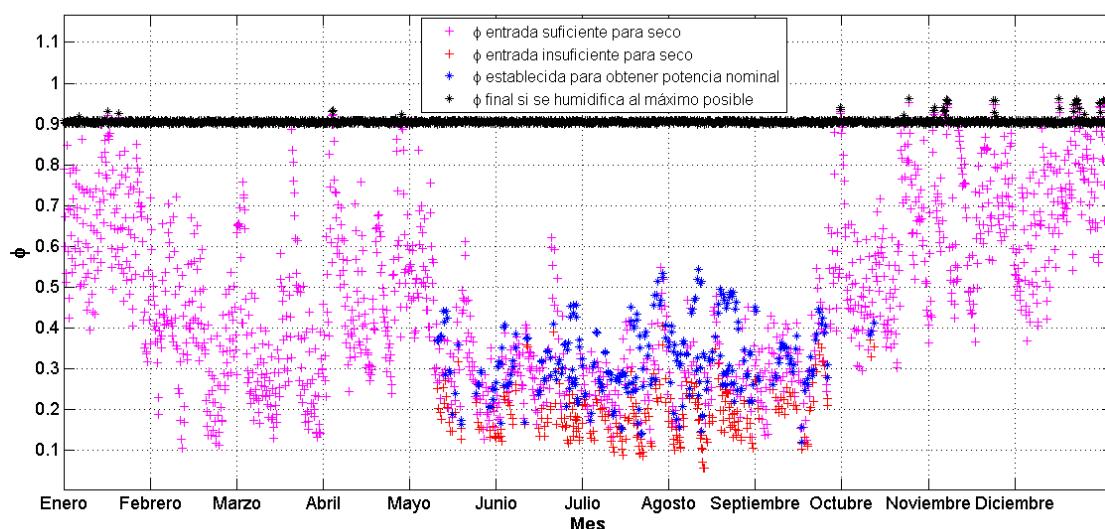


Figura 9.4. Evolución del consumo de agua pulverizada en el año 2012. [22]

Finalmente se cuenta con una gráfica que recoge la humedad relativa del aire ambiente. Este dato es de alta importancia a la hora de examinar la capacidad de mejora del sistema adiabático. Como ya se ha comprobado en apartados anteriores, cuanto menor sea ϕ más margen existe para disminuir la temperatura del aire a la entrada del dispositivo. En la representación se cuenta con cuatro tipos de datos diferentes:

- Las cruces rosas indican que la humedad relativa existente en ese momento junto al resto de parámetros de operación permiten al equipo funcionar sin necesidad del activar el sistema de enfriamiento adiabático.
- Las cruces rojas indican que las condiciones ambientales unidas a la humedad relativa en un momento dado no permiten al equipo funcionar en seco.
- En el caso anterior la humedad relativa ambiental se aumenta con los pulverizadores hasta un valor tal que el sistema sea capaz de cumplir con la demanda. Este valor indispensable se representa con asteriscos azules.
- Los asteriscos negros indican la humedad máxima alcanzada si para todas las horas de funcionamiento se humidifica hasta el máximo establecido. Es en estas condiciones en las que se realiza la comparativa del funcionamiento en seco con el funcionamiento en húmedo.

La información recogida en esta gráfica no es la única que determina el funcionamiento o no en seco del equipo ya que no recoge la influencia de otros parámetros como puede ser la temperatura. A pesar de ello sí que resulta un buen indicador del margen disponible para refrigerar adiabáticamente el aire que ingresa. Esto irá ligado a la potencia consumida por los ventiladores. Un ejemplo de ello sería la situación expuesta en el apartado 8. Si comparamos la simulación realizada para el ambiente caluroso seco y húmedo, vemos que en este segundo ambiente la temperatura de bulbo seco es más baja que en el ambiente seco. A pesar de ello, en estas condiciones la potencia requerida por los ventiladores es de $2694W$, 4,5 veces superior a la empleada por los ventiladores en caso de operar en un ambiente seco con una temperatura aún mayor. Esto es debido a la humedad relativa existente en cada situación, en el ambiente húmedo la humedad relativa es del $\phi = 77\%$ siendo más elevada que en el ambiente seco con un valor de $\phi = 10\%$. Con ello, el margen disponible para disminuir la temperatura del aire que ingresa es mucho más alto en este segundo caso.

Con las cuatro gráficas expuestas hasta el momento nos podemos hacer una idea de cómo opera el equipo a lo largo de todo el año. Se ha visto claro que en los meses más calurosos el sistema adiabático es necesario para un funcionamiento correcto. También se ha determinado que la potencia requerida por los ventiladores es menor al activar el pulverizador a la entrada del aire, disminuyendo más cuanto mayor sea el incremento de humedad relativa. Ahora que lo hemos visualizado se va a proceder a examinar desde un punto de vista más analítico todo lo comentado hasta el momento.

Análisis de los datos recogidos tras la simulación.

En las figuras anteriores se ha incluido un código de colores para distinguir las diferentes fuentes de datos. En este análisis de los resultados se hará referencia a dicha información clasificada según el código de colores correspondiente. Durante la simulación, la enfriadora ha operado bajo distintas situaciones de funcionamiento. Gracias a ello se dispone de multitud de datos procedentes de una gran variedad de condiciones, por lo que se puede comparar equitativamente el funcionamiento en seco y en húmedo del equipo. Para realizar el estudio, se van a considerar dos situaciones de funcionamiento. En ambas el equipo ha sido capaz de proporcionar la potencia demandada durante todo el año. Las situaciones que se van a considerar en el estudio son las siguientes:

- Situación 1: El equipo intenta operar en seco siempre que las condiciones lo permitan. Se recurre únicamente al enfriamiento adiabático del aire si no pudiera cumplir con la demanda en seco, humidificando sólo hasta el punto que permita proporcionar la potencia requerida.
- Situación 2: El equipo opera en todo momento con el sistema de pulverización activo, humidificando hasta el valor de $\phi = 90\%$ sean cuales sean las condiciones.

Dado que en las dos situaciones citadas la enfriadora cumple con la demanda requerida y esta es la misma en las dos, se puede realizar la comparación de ambas situaciones

únicamente desde el punto de vista del consumo energético de cada equipo, pudiendo determinar así diferencias absolutas entre ambas modalidades de funcionamiento.

Situación 1

Con los datos recogidos tras simular ambas situaciones compararemos los parámetros que consideramos de interés desde el punto de vista operativo. De este modo procedemos a mostrar los datos arrojados por la simulación en la situación 1, expuestos en la tabla siguiente:

RESULTADOS SIMULACIÓN ENFRIADORA AÑO 2012 SITUACIÓN 1			
Horas totales de funcionamiento	1820 horas	De las cuales:	
		Operó en seco	1535 horas
		Requirió pre enfriamiento adiabático	286 horas
Potencia media ventiladores (W)	1669		
Consumo energético (KWh)	3039		
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0341		
Consumo de agua (m ³)	35,14		

Tabla 9.3. Resultados de la simulación en la situación 1. [22]

En la tabla anterior se exponen los parámetros de interés que vamos a emplear para comparar ambas situaciones. La enfriadora ha operado un total de 1820 horas repartidas a lo largo de todos los días del año, a una media de 5 horas diarias. En esta situación, se ha intentado operar únicamente en seco para poder caracterizar este tipo de funcionamiento. De las 1820 horas de funcionamiento, el equipo fue capaz de cumplir con la demanda establecida 1535 horas. Las 286 horas restantes se tuvo que emplear el sistema instalado de enfriamiento del aire que entra al equipo dado que si no habría sido imposible proporcionar la potencia requerida. Estos instantes en los que no se pudo operar en seco se corresponden con las marcas de color rojo incluidas en los gráficos que comentamos anteriormente. Nótese que éstas se encuentran repartidas principalmente en los meses de verano como ya se vio. Por tanto aquí tenemos la primera ventaja brindada por el sistema de enfriamiento adiabático: si no dispusiéramos de dicho sistema, durante casi el 16 % del año no se podría haber cumplido con la demanda de la fábrica, por lo que este equipo ya no nos habría servido para este cometido. Se tendría bien que haber escogido otro tipo de tecnología o haber invertido más en el equipo inicial instalando uno de mayor potencia.

Otro parámetro de interés en el que se ha insistido a lo largo del presente documento es en la potencia consumida por los ventiladores. Como ya se vio este dato es importante ya que el equipo de aspiración está constantemente activo de modo que su influencia en el gasto económico es vital. A lo largo de todo el año 2012 los ventiladores han consumido una media de 1669 W. Por tanto la energía consumida a lo largo de toda la simulación es la siguiente:

$$\text{Energía consumida} = 1669W \cdot 1820\text{horas} \cdot 3600 \frac{\text{seg}}{\text{horas}} \cdot \frac{1 \text{ KWh}}{3600000J} = 3039 \text{ KWh} \quad (9.1)$$

Con esta información sería interesante ahora disponer del precio medio del *Kwh* en Madrid para poder realizar una estimación del impacto económico de la energía consumida. A pesar de haber realizado la simulación con los datos ambientales del año 2012, creemos que es más representativo escoger la tarifa del año corriente (2014) para tener una información más actualizada. Para obtener la tarifa se ha recurrido a una compañía eléctrica estándar que ofrece diferentes precios para empresas (Endesa), la mostramos a continuación:

TARIFA OPTIMA ONLINE: ≤450 kW		Punta	Llano	Valle
Término Potencia		59,475288 €/kW y año	36,676813 €/kW y año	8,410411 €/kW y año
Término Energía		0,123310 €/kWh	0,106111 €/kWh	0,077121 €/kWh
Término Energía con dto. 13%		0,107280 €/kWh	0,092317 €/kWh	0,067095 €/kWh

INVIERNO		0-1	1-8	8-9	9-10	10-16	16-17	17-18	18-23	23-24
Laborables	Península y Canarias									
	Baleares									
	Ceuta y Melilla									
Fines Semana y Festivos Nacionales	España									

VERANO		0-1	1-8	8-9	9-10	10-16	16-17	17-18	18-23	23-24
Laborables	Península y Canarias									
	Baleares									
	Ceuta y Melilla									
Fines Semana y Festivos Nacionales	España									

Periodo Valle	Periodo Llano	Periodo Punta
---------------	---------------	---------------

Figura 9.5. Tarifa de la luz durante 2014 por período [9]

De este modo si consideramos tanto la época en la que ha operado el equipo como el horario, acudiendo a la información de la figura 9.5 se puede determinar que el precio del *KWh* es de 0,10001039 €/KWh. Con este dato determinamos el impacto económico acarreado por el uso de ventiladores:

$$\text{Importe ventiladores} = 3039 \text{ KWh} \cdot 0,10001039 \text{ €/KWh} = 310,93 \text{ €} \quad (9.2)$$

Así mismo también hay que cuantificar las pérdidas económicas debidas al agua pulverizada ya que ésta no se retorna, siendo un ciclo abierto el realizado. Para obtener la tarifa asociada al consumo de agua recurrimos a la página del canal de Isabel II, donde se brinda la siguiente información referente al año 2014 (Canal de Isabel II):

	Diámetro del contador (mm)	≤15	20	25	30	40	50	65	80	100	>100
BLOQUE 1	Hasta... m ³ /bimestre	90	150	200	350	400	550	800	800	900	900
BLOQUE 2	Del bloque 1 hasta... m ³ /bimestre	180	300	400	700	800	1.100	1.600	1.600	1.800	1.800
BLOQUE 3	Desde... m ³ /bimestre	180	300	400	700	800	1.100	1.600	1.600	1.800	1.800

Consumo	Invierno (resto del año)	Verano (1 junio/30 septiembre)
BLOQUE 1	0,4061 euros/m ³	0,4061 euros/m ³
BLOQUE 2	0,5491 euros/m ³	0,6862 euros/m ³
BLOQUE 3	0,9719 euros/m ³	1,4580 euros/m ³

Figura 9.6. Tarifas de agua para uso industrial durante 2014 [3]

Teniendo en cuenta que el diámetro de los contadores suele estar por debajo de 15 mm, es la primera columna a la que hay que atender. Dado el consumo de agua asociado a nuestro equipo, estamos en un uso dentro del bloque 1, por debajo de los 90 m³/bimestre. Por tanto, se determina que la tarifa media a aplicar es de 0,4061 €/m³. Con esta información obtenemos el coste asociado al consumo de agua pulverizada a lo largo de todo el año:

$$\text{Importe agua} = 35,14 \text{ m}^3 \cdot 0,4061 \text{ €/m}^3 = 14,27 \text{ €} \quad (9.3)$$

De este modo procedemos a obtener los costes totales relativos a la operación del equipo en la situación 1:

$$\text{Costes totales} = \text{Importe ventilación} + \text{Importe agua} \quad (9.4)$$

$$\boxed{\text{Costes totales} = 310,93\text{€} + 14,27\text{€} = 325,2\text{€}} \quad (9.5)$$

Así se determina los costes asociados a la operación del equipo. A continuación vamos a realizar un análisis similar de la operación del equipo en la situación 2.

Situación 2

En este apartado procedemos a estudiar el funcionamiento de la enfriadora en el caso de que dadas unas condiciones ambientales, se active el pulverizador humedeciendo siempre al máximo posible. Al igual que en la situación anterior el equipo cumple en todo momento con la demanda de la fábrica, por lo que se pretende comparar los costes de operación obtenidos en ambas situaciones. Tras realizar la simulación los resultados obtenidos son los siguientes:

RESULTADOS SIMULACIÓN ENFRIADORA AÑO 2012 SITUACIÓN 2			
Horas totales de funcionamiento	1820 horas	De las cuales:	
		Operó en húmedo	1820 horas
		Operó en seco	-
Potencia media ventiladores (W)	648		
Consumo energético (KWh)	1180		
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0292		
Consumo de agua (m ³)	188,26		

Tabla 9.4. Resultados de la simulación en la situación 2. [22]

A la vista de la tabla 9.4, se aprecia que durante esta simulación se opera en húmedo todo el tiempo, tal y como se describía en las condiciones de la situación 2. Estos datos se corresponden con las marcas a color azul de las gráficas expuestas anteriormente. Del mismo modo que en el apartado previo procedemos a calcular los costes asociados a la operación del equipo. Al disponer ya de las tarifas de la energía eléctrica y del consumo de agua podemos calcularlos directamente:

$$\text{Importe ventiladores} = 1180 \text{ KWh} \cdot 0,10001039 \text{ €/KWh} = 118,01\text{€} \quad (9.6)$$

$$\text{Importe agua} = 188,26\text{m}^3 \cdot 0,4061 \text{ €/m}^3 = 76,45\text{€} \quad (9.7)$$

$$\boxed{\text{Coste total} = 195,46\text{€}}$$

Con esta información reunimos los resultados de las simulaciones de ambas situaciones en una misma tabla para facilitar la comparación de los datos:

RESULTADOS SIMULACIÓN AÑO 2012		
Caso:	Situación I	Situación II
Potencia media ventiladores (W)	1669	648
Consumo energético (KWh)	3039	1180
Importe electricidad	310,93 €	118,01 €
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0341	0,0292
Consumo de agua (m ³)	35,14	188,26
Importe agua	14,27 €	76,45 €
Importe total	325,20 €	195,46 € (-39,9%)

Tabla 9.5. Comparación resultados ambas situaciones.

Lo primero que llama la atención de la comparativa entre ambas simulaciones es el importe total asociado a la operación de los equipos: si se emplea el sistema de refrigeración adiabático al máximo de sus prestaciones, el ahorro es de casi un 40 %. A la vista de este dato hay que tener en consideración dos cosas:

- La comparativa realizada no contempla por un lado el equipo operando en seco y en húmedo por otro. Es cierto que en la situación II se opera únicamente en húmedo, pero en la primera no se opera sólo en seco si no que se recurre a la humidificación si resulta necesario. De este modo, el porcentaje de ahorro obtenido sería aún mayor si la comparación se realizara entre la operación del equipo puramente en seco y en húmedo. No hemos llevado a cabo esta comparativa dado que si no el equipo no podría haber proporcionado la potencia requerida funcionando en seco bajo determinadas condiciones ambientales.
- El ahorro monetario es de aproximadamente 130 € por cada año de operación. El equipo diseñado es de una potencia relativamente baja ya que en la industria se

encuentran equipos con potencias del orden de 10 veces superior. En estos dispositivos de mayor potencia el porcentaje de ahorro se calcula con respecto a una cifra por tanto mayor, obteniendo un ahorro económico importante.

Otro dato que llama la atención de la última tabla expuesta es el consumo medio de agua pulverizada en cada una de las situaciones expuestas. Se aprecia que el gasto medio de agua pulverizada es menor en el caso en el que se opera con la máxima humedad durante todo el tiempo que en la situación en la que se activa el pulverizador sólo si es necesario. A primera vista, esto puede parecer un resultado erróneo, pero no lo es. Si se tiene en cuenta que en la situación I se nebuliza agua únicamente si así lo requieren las condiciones de operación, el caudal de agua pulverizado será elevado. Por ello la media tendrá también un valor alto. En cambio, en la segunda situación en la que se pulveriza agua en todas las horas de funcionamiento, además de realizarlo en aquellas situaciones en las que es necesario para el funcionamiento del equipo, lo hace también en otras en las que no. En estas condiciones la cantidad de agua pulverizada suele ser extremadamente baja por no ser imprescindible. Debido a esto, la media resulta más baja que en la situación I. Tras haber analizado con detalle el funcionamiento del aero refrigerador operando como enfriadora se va a realizar el mismo análisis del equipo funcionando como condensadora.

9.2 Simulación anual de la condensadora

Como último apartado en el caso práctico II se aborda la simulación del otro equipo diseñado, la condensadora. Las condiciones bajo las que se va a llevar a cabo la simulación son las indicadas al inicio, las recordamos a continuación en detalle:

HORA	m_{R404a} (kg/s)	T_{sat} (°C)	$T_{R404out}$ (°C)	Potencia requerida (KW)
09:00 - 12:00	1	47	47	106,3
12:00 - 14:00	1,2		39	142,2

Tabla 9.6. Parámetros de operación de la condensadora.

Como ya se comentó, la potencia requerida las dos últimas horas del día es mayor porque el caudal de refrigerante es superior y se requiere subenfriar dicho fluido además de condensarlo. El análisis de la condensadora va a ser muy similar al realizado anteriormente a la enfriadora, de modo que las conclusiones se expondrán de manera más directa. Inicialmente mostramos de manera gráfica los datos obtenidos para poder hacernos una idea del comportamiento operativo a lo largo del año. Más tarde, se recogerán los datos necesarios para establecer una comparativa entre las diferentes modalidades de funcionamiento del equipo. A continuación se indican las gráficas siguiendo el mismo código de colores que en la simulación de la enfriadora:

- Gráfica 1. Potencia de la condensadora

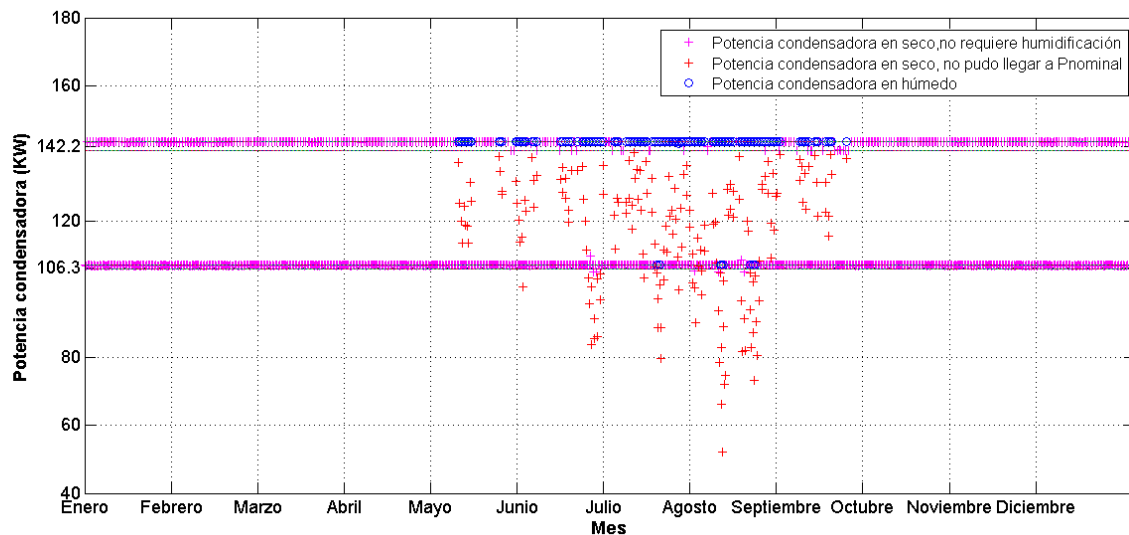


Figura 9.7. Evolución de la potencia de la enfriadora en el año 2012. [22]

En la gráfica anterior se muestra la potencia alcanzada por la condensadora para cada hora de la simulación. De nuevo hay dos niveles diferentes de potencia, uno mayor que el otro. Cada uno de ellos corresponde a la potencia demandada la cual es variable según el momento del día, como ya se explicó. En relación con la enfriadora, cabe mencionar que para el primer nivel de potencia (106,3 kW) no hay prácticamente marcas de color azul. Esto indica que para alcanzar esta potencia la condensadora ha empleado muy pocas veces el sistema de refrigeración adiabático. En cambio, en la enfriadora vimos que aún para alcanzar el primer nivel de potencia se exigía un mayor número de veces activar el pulverizador de agua. Esto se debe a que la condensadora requiere una potencia menor de refrigeración frente a la enfriadora. Este hecho aparece también reflejado en las marcas rojas, las cuales indican la potencia alcanzada por el dispositivo en seco en caso de no haber llegado a la nominal. Si se presta atención se puede ver que en la condensadora los indicadores rojos están por lo general más cerca de las dos potencias nominales existentes, por lo que se puede determinar que la condensadora tiene más facilidad para trabajar en seco que la enfriadora.

- Gráfica 2. Potencia de los ventiladores.

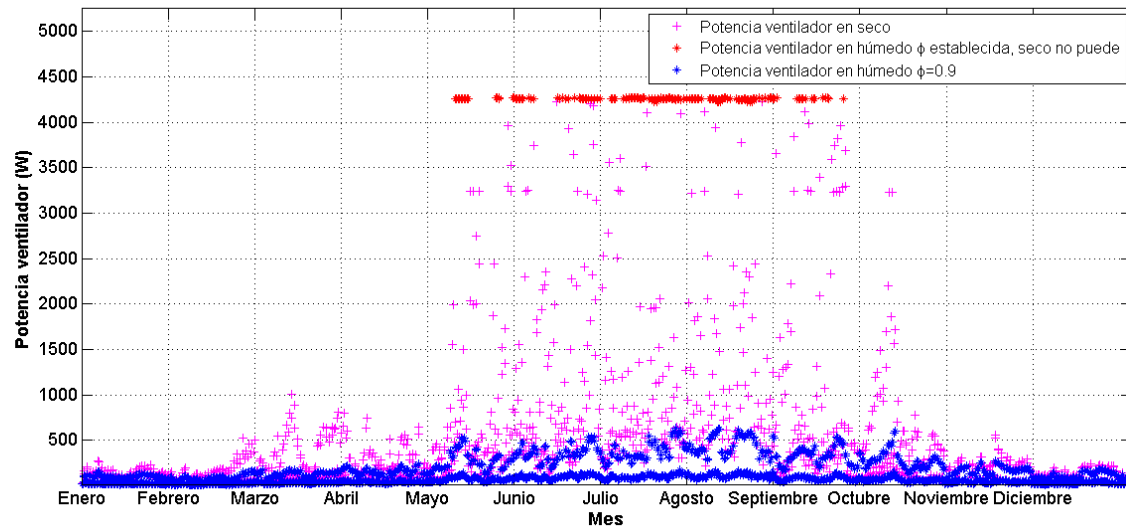


Figura 9.8. Evolución de la potencia los ventiladores en el año 2012. [22]

En la figura 9.8 se grafica la potencia consumida por los ventiladores a lo largo de la simulación. Se respeta el comportamiento seguido por la enfriadora de modo que es en los meses calurosos cuando el equipo no es capaz de funcionar en seco. En comparación a la gráfica homóloga obtenida para la enfriadora, se puede determinar que los ventiladores en la condensadora están menos exigidos a lo largo de su vida operativa. Esto aparece plasmado en la región ocupada por las marcas rosas y azules, abarcando zonas correspondientes a valores de potencia más bajos que en el caso de la enfriadora. Además se aprecia que sólo en los meses más calurosos del verano se requiere más potencia de los ventiladores en seco, en cambio, en el estudio anterior esta situación se daba también en aquellos meses en los que las temperaturas son más suaves.

- Gráfica 3. Gasto de agua pulverizada.

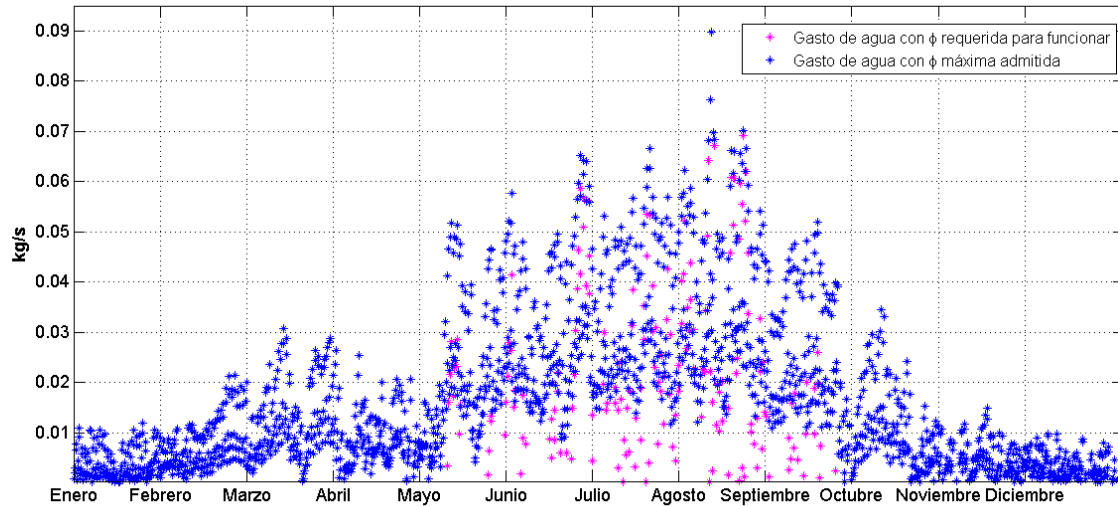


Figura 9.9. Evolución del consumo de agua pulverizada en el año 2012. [22]

En la representación anterior se muestra la cantidad de agua pulverizada para refrigerar el aire que ingresa al equipo a lo largo de los doce meses que abarca la simulación. Se cumple el comportamiento seguido por la enfriadora, consumiendo un caudal mayor en los meses centrales del año. Lo único que varía con respecto a la enfriadora es la cantidad pulverizada en cada momento. El gasto másico por lo general alcanza valores menores lo cual se debe como ya se vio a la diferencia de potencia demandada en ambos equipos.

• Gráfica 4. Humedad relativa

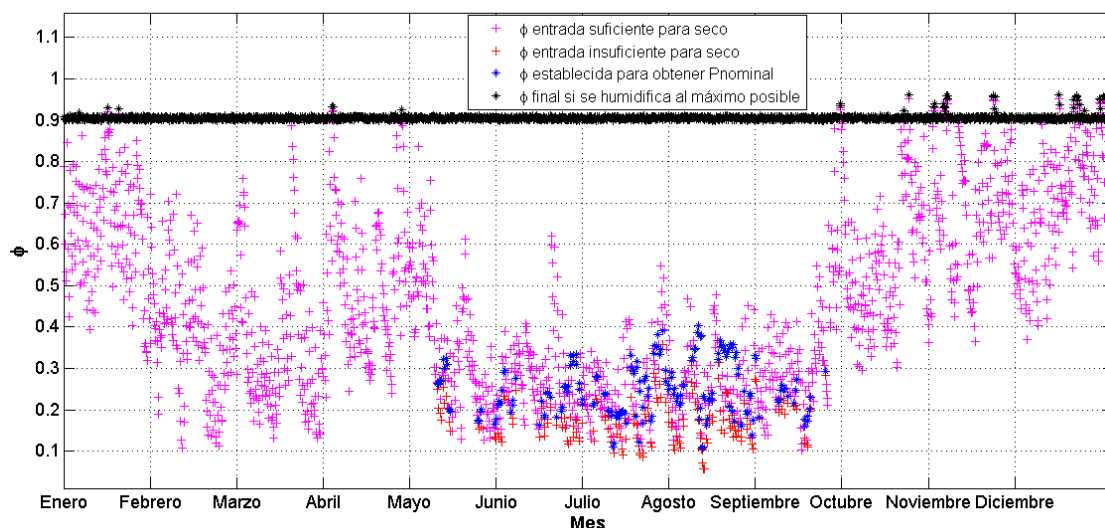


Figura 9.10. Evolución de la humedad relativa ambiental en el año 2012. [22]

Por último se incorpora la gráfica correspondiente a la humedad relativa ambiental medida a lo largo de la simulación. Las marcas rosas, las cuales indican que la humedad relativa ambiental fue suficiente para cumplir con la demanda predominante en el mapa. Sólo en la temporada de verano encontramos indicadores rojos (y azules por ende) debido a la necesidad de activar el pulverizador. En comparación con el mismo mapa graficado para la enfriadora se puede decir que el comportamiento es prácticamente idéntico. La única diferencia apreciable se encuentra en las marcas azules. En la condensadora, cuando ésta no es capaz de funcionar en seco se activa el pulverizador. Al alcanzar la humedad mínima que permite cumplir con la demanda (humedad representada por los asteriscos azules) el valor al que se llega es menor que en la simulación de la enfriadora. Esto se debe una vez más a la diferencia de potencia a disipar por cada equipo, al ser menor en la condensadora la humedad a la que se requiere llegar para funcionar es más baja. Este efecto se hace plausible en el gráfico ya que la nube de marcas azules extendida en los meses de verano está a una altura menor en este equipo.

Análisis de los datos recogidos tras la simulación.

Las gráficas vistas contienen gran cantidad de información haciendo relación al funcionamiento de la condensadora, tanto en seco como ayudada por el pre enfriamiento adiabático del aire. Por ello ahora se va a realizar el análisis de las dos situaciones expuestas en la simulación de la enfriadora. En la situación I se trata de operar si es posible únicamente en seco, activando el pulverizador de agua sólo si resulta necesario. En cambio, en la situación II se humidificará el aire al máximo permitido para todas las horas de la simulación. De este

modo estaremos también en condiciones de realizar una comparación entre el funcionamiento de este segundo equipo diseñado operando en húmedo y en seco. Con estas premisas pasamos a ver los resultados de la simulación I bajo un punto de vista cuantitativo para poder así analizarlos.

Situación I

La simulación realizada bajo las hipótesis de la primera situación brinda los siguientes datos:

RESULTADOS SIMULACIÓN CONDENSADORA AÑO 2012 SITUACIÓN 1			
Horas totales de funcionamiento	1820 horas	De las cuales:	
		Operó en seco	1642 horas
		Requirió pre enfriamiento adiabático	179 horas
Potencia media ventiladores (W)	814		
Consumo energético (KWh)	1482		
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0236		
Consumo de agua (m ³)	15,22		

Tabla 9.7. Resultados de la simulación en la situación 1. [22]

Las horas totales de funcionamiento son las mismas que en la simulación de la enfriadora, horas correspondientes a los intervalos de trabajo del año 2012. Lo primero que analizamos de la información expuesta es el número de horas que el equipo no pudo operar en seco. De las 1820 horas que se han simulado, 179 horas no podría el equipo haber cumplido con la demanda de la fábrica de no ser por el sistema de enfriamiento adiabático del aire. Puede parecer una cifra un tanto baja ya que no alcanza ni el 10% del funcionamiento total, a pesar de ello, si no se dispusiera de la instalación de pulverización el equipo diseñado no habría servido para este cometido. Como ya se podía prever a la vista de las gráficas anteriores, se confirma que el resto de parámetros como la potencia media consumida por los ventiladores o el consumo de agua pulverizada es menor que en el caso de la enfriadora operando en la situación I también. A continuación se va a calcular el gasto económico acarreado por el funcionamiento del equipo durante un año. Conocidas las tarifas asociadas al *KWh* y al *m³* de agua realizamos el cálculo correspondiente:

$$\text{Importe ventiladores} = 1482 \text{ KWh} \cdot 0,10001039 \text{ €/KWh} = 148,21\text{€} \quad (9.8)$$

$$\text{Importe agua} = 188,26\text{m}^3 \cdot 0,4061 \text{ €/m}^3 = 6,18\text{€} \quad (9.9)$$

$$\boxed{\text{Coste total} = 153,39\text{€}}$$

Nótese que el coste de operación de la condensadora en la situación I es del orden de la mitad frente a la enfriadora en las mismas condiciones de estudio. Con la información obtenida procedemos a realizar el análisis de la segunda situación.

Situación II

Finalmente se exponen los resultados obtenidos en la simulación de la condensadora en el caso de que el sistema de refrigeración del aire trabaje a plena carga, llevando así la humedad relativa al 90 %:

RESULTADOS SIMULACIÓN CONDENSADORA AÑO 2012 SITUACIÓN 2			
Horas totales de funcionamiento	1820 horas	De las cuales:	
		Operó en seco	-
		Requirió pre enfriamiento adiabático	1820 horas
Potencia media ventiladores (W)	130		
Consumo energético (KWh)	237		
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0162		
Consumo de agua (m ³)	104,11		

Tabla 9.8. Resultados de la simulación en la situación 2. [22]

En esta situación el número de horas operadas en seco es nulo dado que se trabaja todo el tiempo a la máxima humedad posible. El gasto económico asociado al funcionamiento operativo de la condensadora en estas situaciones es el siguiente:

$$\text{Importe ventiladores} = 130 \text{ KWh} \cdot 0,10001039 \text{ €/KWh} = 13,00\text{€} \quad (9.10)$$

$$\text{Importe agua} = 104,11\text{m}^3 \cdot 0,4061 \text{ €/m}^3 = 42,28\text{€} \quad (9.11)$$

$$\boxed{\text{Coste total} = 55,28\text{€}}$$

Ahora que ya tenemos los resultados arrojados por las simulaciones de la condensadora operando en ambas modalidades, los reunimos en una tabla y procedemos a analizarlos:

RESULTADOS SIMULACIÓN AÑO 2012		
Caso:	Situación I	Situación II
Potencia media ventiladores (W)	814	130
Consumo energético (KWh)	1482	237
Importe electricidad	148,21 €	6,18 €
Consumo medio de agua (kg/s)	0,0236	0,0162
Consumo de agua (m ³)	15,22	104,11
Importe agua	6,18 €	42,28 €
Importe total	153,39 €	55,28 € (-63,9%)

Tabla 9.9. Comparativa entre las simulaciones realizadas en ambas situaciones. [22]



A la vista de la tabla anterior el dato más representativo es el ahorro conseguido, próximo al 64 %. Esta diferencia de precio existente entre las dos situaciones estudiadas en la condensadora es mayor que en la enfriadora. Si observamos el valor de la potencia media requerida por los ventiladores vemos que al implementar el enfriamiento adiabático disminuye sustancialmente. Esto hace que el ahorro en energía eléctrica sea tan alto que el coste anual en términos eléctricos apenas supera los 6 €. Por otro lado, el consumo de agua se eleva si se trata de humidificar al máximo posible. Aún con ello el ahorro conseguido en energía eléctrica lo contrarresta con creces.

Tras la última simulación del aero refrigerador realizada funcionando como condensadora, se puede apreciar que el porcentaje de ahorro es bastante elevado para bajas cifras de potencia requerida. Este hecho representa claramente una ventaja para el sistema de enfriamiento adiabático del aire ya que permite la instalación de equipos de reducidas dimensiones capaces de operar en condiciones ambientales severas. La comparación realizada en los apartados 9.1 y 9.2 entre las situaciones I y II expuestas era meramente informativa. Es cierto que al humidificar al máximo el aire que ingresa durante todo momento, se mejoran las condiciones de funcionamiento. Aún con ello, no es recomendable que los materiales del equipo estén el 100 % del tiempo en contacto con un ambiente que presenta gotas de agua. Los materiales son por lo general resistentes a la corrosión pero es preferible evitar las condiciones anteriores durante toda su vida operativa. La ventaja real del equipo de pulverización instalado estriba en su empleo en aquellas circunstancias en las que de no ser por el mismo, el equipo no habría cumplido con la demanda.

10 Conclusiones.

A lo largo del presente trabajo se han realizado numerosas simulaciones del aero refrigerador diseñado trabajando de modo convencional y activando el sistema que enfría adiabáticamente el aire a la entrada. Además de ello, se ha tenido en cuenta la naturaleza del proceso llevado a cabo en el equipo puesto que se ha realizado tanto la refrigeración como la condensación de un fluido. A la vista del conjunto de resultados obtenidos en cada una de las simulaciones realizadas, se puede determinar que la implantación del sistema de refrigeración adiabática marca una gran diferencia frente al aero refrigerador simple.

Se ha podido comprobar que en ciertas aplicaciones resulta indispensable la instalación de este sistema para que el equipo sea capaz de cumplir con la demanda establecida. A la vista de los resultados del caso práctico II en el que se simulaba la operación de los equipos a lo largo de un año, se puede apreciar como media que el 13 % del tiempo de operación el equipo diseñado no podría haber operado en seco. Puede parecer un valor muy bajo pero según la aplicación a la que se destine el dispositivo, la potencia requerida se tiene que cumplir en todo momento. Por este motivo se tendría que haber recurrido a otra tecnología de refrigeración o haber invertido en un equipo de mayor potencia. Esto último además de suponer unos costes más elevados hace que el tamaño sea mayor, por lo que su uso se ve limitado. Otra ventaja que ofrece esta tecnología implantada al intercambiador de calor es la polivalencia ofrecida. Si por algún motivo se destina el equipo a otra aplicación que requiera una potencia mayor que al inicio dispone de un margen más amplio de utilización respecto al equipo simple. Para corroborar este hecho nos remitimos a la simulación de la enfriadora del apartado 8.2.1 en el que la potencia nominal era de 200 *KW*. Se comprobó que gracias a la tecnología que se estudia en este trabajo, la potencia podía llegar a ser de 350 *KW*, un 75 % más que la inicial.

Para finalizar el apartado de conclusiones, comentar que el empleo del enfriamiento adiabático en los aero refrigeradores es altamente recomendable máxime si las condiciones ambientales responden a climas secos. De este modo se puede evitar la instalación de equipos más caros los cuales trabajarán a un elevado grado de carga en contadas ocasiones, desaprovechando la mayor parte del tiempo la inversión realizada por esa potencia extra ofrecida.



11 Agradecimientos.

Tras realizar el trabajo abordado en estas páginas, tengo que agradecer a aquellas personas que me han facilitado su realización. En primer lugar dar las gracias al equipo docente de la Universidad por haberme facilitado la información necesaria, especialmente a mi tutor Domingo. Ha sido de gran ayuda poder disponer de él en cualquier momento, dado que siempre se ha ofrecido en su despacho para abordar mis dudas. En especial le agradezco su paciencia a la hora de explicarme los conceptos básicos al inicio para diseñar el intercambiador de calor. Aprovecho también para mencionar al personal de la biblioteca por haberme aportado los materiales necesarios. Además del equipo docente he de agradecer a mis compañeros de la carrera su ayuda en los momentos más complicados, especialmente a Alejandro e Iván. Sin ellos no habría tenido la constancia necesaria ni algunos conocimientos de programación los cuales han sido determinantes para el desarrollo del software implementado.

Por último y no por ello menos importante, agradecer a mi familia la confianza que han depositado en mí, animándome en todo momento diciendo que todo iría bien. También les doy gracias por haberme aguantado en algunos días en los que he estado más irritado por la carga de trabajo. Para finalizar, incluyo una nota que me escribió mi hermana en el corcho de mi habitación, la cual he leído montones de veces: “Sólo por un momento más, persiste. Muchos momentos como este serán tu futura tranquilidad. ¡Ánimo!”.

12 Apéndice I. Propiedades físicas.

Todas las propiedades han sido extraídas de la misma fuente (Kröger, 2004).

12.1 Propiedades físicas del agua función de la temperatura (K)

$$\rho_w(T) = (1,49343 \cdot 10^{-3} - 3,7164 \cdot 10^{-6} \cdot T + 7,09782 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 - 1,90321 \cdot 10^{-20} \cdot T^6)^{-1}$$

$$c_{pw}(T) = 8,155599 \cdot 10^3 - 2,80627 \cdot 10 \cdot T + 5,11283 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 - 2,17582 \cdot 10^{-13} \cdot T^6$$

$$\mu_w = 2,414 \cdot 10^{-5} \cdot 10^{\frac{247,8}{T-140}}$$

$$K_w(T) = -6,14255 \cdot 10^{-1} + 6,9962 \cdot 10^{-3} \cdot T - 1,01075 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 4,74737 \cdot 10^{-12} \cdot T^4$$

$$i_{fgw}(T) = 3,4831814 \cdot 10^6 - 5,8627703 \cdot 10^3 \cdot T + 12,139568 \cdot T^2 - 1,40290431 \cdot 10^{-2} \cdot T^3$$

$$c_{pwwapor}(T) = 1,3605 \cdot 10^3 + 2,31334 \cdot T - 2,46784 \cdot 10^{-10} \cdot T^5 + 5,91332 \cdot 10^{-13} \cdot T^6$$

12.2 Propiedades físicas del aire función de la temperatura (K)

$$c_{pa}(T) = 1,045356 \cdot 10^3 - 3,161783 \cdot 10^{-1} \cdot T + 7,083814 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 2,705209 \cdot 10^{-7} \cdot T^3$$

$$\mu_a(T) = 2,287973 \cdot 10^6 + 6,3959793 \cdot 10^{-8} \cdot T - 3,131956 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 8,15038 \cdot 10^{-15} \cdot T^3$$

$$K_a(T) = -4,937787 \cdot 10^{-4} + 1,018087 \cdot 10^{-4} \cdot T - 4,627937 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1,250603 \cdot 10^{-11} \cdot T^3$$



13 Bibliografía

- [1]. Apuntes de la asignatura "Sistemas térmicos". Universidad Carlos III de Madrid. (2013). Madrid, Leganés, España.
- [2]. *Apuntes de la asignatura "Transferencia de calor". Universidad Carlos III de Madrid.* (2013).
- [3]. Canal de Isabel II, M. (s.f.). *Canal de Isabel II*. Recuperado el 30 de Junio de 2014, de http://www.canalgestion.es/es/galeria_ficheros/comunicacion/publicaciones/Tarifas_2014.pdf
- [4]. Çengel, Y. A. (2006). *Termodinámica*. Mc Graw Hill.
- [5]. *Csisuministros S.A.* (s.f.). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de <http://www.csisuministros.com/cobre/>
- [6]. *Descubre la energía.* (s.f.). Recuperado el 12 de Junio de 2014, de <http://descubrelaenergia.fundaciondescubre.es/files/2013/04/Torres-de-refrigeraci%C3%B3n-de-la-central-nuclear-de-Cofrentes-Espa%C3%B1a-expulsando-vapor-de-agua-Central-Nuclear-en-Wikipedia.jpg>
- [7]. *Direct industry. Catálogo de electroválvulas.* (s.f.). Recuperado el 20 de Junio de 2014, de <http://www.directindustry.es/prod/ode/electrovalvulas-piston-mando-asistido-2-2-vias-39802-492004.html>
- [8]. *Drip & Fresh.* (s.f.). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de www.nebulización.es
- [9]. Endesa, S. (s.f.). *Endesa*. Recuperado el 30 de Junio de 2014, de http://www.endesaonline.es/ES/empresas/luz/tarifas_electricas_empresas_alta_tension/optima/precios/index.asp
- [10]. *Fabricante Termia. Filtros.* (s.f.). Recuperado el 20 de Junio de 2014, de <http://www.termia.eu>
- [11]. *GEA Heat exchangers S.A.* (s.f.). Recuperado el 5 de Junio de 2014, de http://195.33.167.185/opencms/opencms/gib/es/products/Air_Fin_Coolers/Finned_Tubes.html
- [12]. Hewitt, G. (s.f.). *Process heat transfer*.
- [13]. Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (cuarta ed.). Pearson.
- [14]. Jnegre, S. (s.f.). *Catálogo de aero refrigeradores*. Recuperado el 7 de Mayo de 2014



- [15]. Kröger, D. G. (2004). *Air-Cooled heat exchangers and cooling towers* (Vol. I).
- [16]. *La tienda de fontatería S.A.* (s.f.). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de <http://www.latiendadefontaneria.com/materiales-fontaneria-suministros/alimentacion-agua/accesorio-y-tubo-de-cobre/piezas-de-cobre.html>
- [17]. *Recold S.A.* (s.f.). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de www.spxcooling.com
- [18]. *REDOTE* . (s.f.). Recuperado el 12 de Marzo de 2014, de <http://www.redote.org/estacion-laguna-madres.htm#Acceso>
- [19]. *Rexdi S.A.* (s.f.). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de <http://rexdi.com/producto.php?ref=1530000101>
- [20]. *Salvador Escoda S.A.* (2014). Recuperado el 15 de Junio de 2014, de http://www.salvadorescoda.com/tarifas/Valvuleria_Agua_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf
- [21]. Software Cyclepad. (s.f.).
- [22]. Software Matlab 2013. (s.f.).
- [23]. Software Origin 6.1. (s.f.).
- [24]. Software Visio 2013. (s.f.).
- [25]. *wise Geek*. (s.f.). Recuperado el 11 de Marzo de 2014, de <http://images.wisegeek.com/heat-exchanger-baffles.jpg>
- [26]. *Ziehl – Abegg*. (s.f.). Recuperado el 4 de Abril de 2014, de <http://www.ziehl-abegg.com/>